



**VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ
TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA**

FAKULTA STROJNÍ

*KATEDRA HYDROMECHANIKY A HYDRAULICKÝCH
ZAŘÍZENÍ*

**Aplikace HD podobnosti při návrhu hydrodynamického
čerpadla**

**Applications of Hydrodynamic Similarity in the Design of
Hydrodynamic Pump**

Student:

Bc. Jiří Nemrava

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D.

Ostrava 2014

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jiří Nemrava**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 16 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: Aplikace HD podobnosti při návrhu hydrodynamického čerpadla
Applications of Hydrodynamic Similarity in the Design of
Hydrodynamic Pumps

Zásady pro vypracování:

Cílem práce je aplikace hydrodynamické podobnosti při návrhu průtočných částí čerpadla.

1. Zpracujte teoretický základ hydrodynamické podobnosti čerpadel.
2. Odvoďte základní kritéria HD podobnosti pro modelování hydrodynamických čerpadel.
3. Popište funkci, princip činnosti a hlavní konstrukční části hydrodynamického čerpadla.
4. Proveďte návrh průtočných částí HD čerpadla pro zadané parametry.
5. Popište možnosti CFD analýzy pro ověření navrženého modelu.

Seznam doporučené odborné literatury:


- MELICHAR, J., BLÁHA, J. *Problematika soudobé čerpací techniky*. - Vyd. 1. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2007. 265 s. ISBN 978-80-01-03719-5 (brož.)
- BLÁHA, J., BRADA, K. *Příručka čerpací techniky*. Praha: ČVUT, 1997. 289 s. ISBN 80-01-01626-9.
- BLÁHA, J.; BRADA, K. *Hydraulické stroje*. 1st edition Praha: SNTL, 1992. 747 s. ISBN 80-03-00665-1.
- BLEJCHAR, T., DRÁBKOVÁ, S. *Čerpací technika a potrubí, návody do cvičení*. VŠB-TUO, Ostrava, 2010. 76 s. ISBN 978-80-248-2205-1
- GOLHA, M. *Hydraulický návrh a numerické modelovanie prúdenia v hydrodynamickom čerpadle*. Bratislava, 2005. Dizertační práce na Slovenské technické univerzitě v Bratislave, Strojnická fakulta. Školitel Michal Varchola.
- PACIGA, A. a kol. *Čerpacia technika*. Bratislava: ALFA, 1984. 223 s.
- KOZUBKOVÁ, M. *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX*. VŠB-TU Ostrava, 2008. [online]. Datum poslední revize 12. 12. 2008.
- Dostupné z <<http://www.338.vsb.cz/PDF/Kozubkova-Fluent.pdf>>
- BRENNEN, C. E. *Hydrodynamics of Pumps*. Cambridge, 1994. 287 p. ISBN 978-1-107-00237-1 [online]
- Datum poslední revize 16. 6. 2004.
- Dostupné z <<http://caltechbook.library.caltech.edu/22/3/pumbook.pdf>>.
- BOLDIŠ, P. *Bibliografické citace podle dokumentů ČSN ISO 690 a ČSN ISO 690-2, část 2 – Modely a příklady citací u jednotlivých typů dokumentů*. [online]. Datum poslední revize 11. 11. 2004.
- Dostupné z <<http://www.boldis.cz/citace/citace2.pdf>>

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

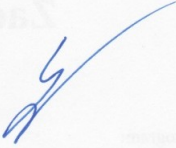
Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014


doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry

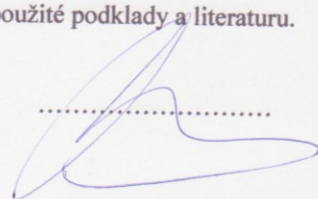



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřisežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 15. 2014

.....


Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě, dne 15. května 2014

Bc. Jiří Nemrava



Adresa: Dlouhá 50
77900 Olomouc

ANOTACE

NEMRAVA, J. *Aplikace HD podobnosti při návrhu hydrodynamického čerpadla.*

Ostrava: katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní
VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2014, 79 s. Diplomová práce, vedoucí:
Drábková, S.

Diplomová práce se zabývá aplikací hydrodynamické podobnosti při návrhu hydrodynamického čerpadla. Diplomová práce obsahuje stručný popis hydrodynamických čerpadel, odvození kritérií hydrodynamické podobnosti, využití rychloběžnosti při návrhu oběžného kola hydrodynamického čerpadla, zobrazení meridiálního řezu lopatky a konstrukci tvaru lopatky. Na reálném modelu hydrodynamického radiálního čerpadla byla aplikována CFD analýza a proveden numerický výpočet pro vyhodnocení proudění v čerpadle pro zadané parametry.

ANNOTATION

NEMRAVA, J. *Applications of Hydrodynamic Similarity in the Design of Hydrodynamic Pumps.*

Ostrava: Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, Faculty of Mechanical Engineering VŠB-Technical University of Ostrava, 2012, 79 p. Diploma Thesis, head: Drábková, S.

This thesis deals with the application of hydrodynamic similarity in the design of hydrodynamic pump. The thesis contains a brief description of hydrodynamic pumps, derivation of hydrodynamic similarity criteria, application of specific speed in the design of the pump impeller, construction of meridian sectional view of the vane and vane shape. CFD analysis and the numerical calculation was applied on the real hydrodynamic centrifugal pump model for the evaluation of the flow in the pump for the specified parameters.

Obsah

1.	Úvod.....	- 14 -
1.1	Důležité mezníky v historii čerpadel [13]	- 14 -
2.	Hydrodynamická čerpadla	- 17 -
2.1	Základní popis hydrodynamického čerpadla.....	- 17 -
2.2	Základní rozdělení hydrodynamických čerpadel	- 19 -
2.2.1	Radiální hydrodynamická čerpadla.....	- 20 -
2.2.2	Diagonální hydrodynamická čerpadla.....	- 21 -
2.2.3	Axiální (vrtulová) hydrodynamická čerpadla	- 22 -
3.	Hydrodynamická podobnost	- 23 -
3.1	Experimentální práce v laboratoři	- 23 -
3.2	Druhy hydrodynamické podobnosti	- 23 -
3.2.1	Geometrická podmínka podobnosti	- 24 -
3.2.2	Kinematická podmínka podobnosti.....	- 24 -
3.2.3	Dynamická podmínka podobnosti.....	- 26 -
3.2.4	Teplotní podmínka podobnosti.....	- 26 -
3.2.5	Chemická podmínka podobnosti	- 26 -
4.	Odvození kritérií pro hydrodynamickou podobnost	- 27 -
4.1	Metody odvození a jejich srovnání	- 27 -
4.2	Rozměrová analýza – π teorém	- 27 -
4.2.1	Parametr π_1 :	- 29 -
4.2.2	Parametr π_2 :	- 30 -
4.2.3	Parametr π_3 :	- 31 -
4.2.4	Parametr π_4 :	- 31 -
4.2.5	Parametr π_5 :	- 32 -
4.2.6	Parametr π_6 :	- 33 -

4.3	Hydrodynamická podobnost – porovnání sil.....	- 34 -
4.4	Aplikace π teorému na Navier-Stokesovu rovnici	- 34 -
4.5	Význam odvozených kritérií hydrodynamické podobnosti.....	- 36 -
5.	Rychloběžnost hydrodynamického čerpadla.....	- 37 -
5.1	Rychloběžnost	- 37 -
5.1.1	Měrné výkonové otáčky	- 37 -
5.1.2	Měrné objemové otáčky	- 38 -
5.1.3	Přepočební vztah	- 38 -
5.2	Význam rychloběžnosti	- 38 -
5.2.1	Dělení oběžných kol v závislosti na měrných otáčkách n_s [2]	- 38 -
5.2.2	Závislost objemové účinnosti η_v na měrných objemových otáčkách n_q	- 39 -
5.2.3	Závislost vnitřní mechanická účinnost η_m na měrných objemových otáček n_q	- 39 -
5.2.4	Závislost σ na měrných objemových otáčkách n_q	- 40 -
6.	Návrh a výpočet oběžného kola	- 41 -
6.1	Definice základních parametrů.....	- 41 -
6.1.1	Zadané parametry:.....	- 42 -
6.1.2	Určení součinitele rychloběžnosti n_b a přepočet na objemové n_q a výkonové n_s měrné otáčky	- 42 -
6.1.3	Výpočet dosažitelné účinnosti η_c [%].....	- 43 -
6.2	Výpočet hlavních rozměrů meridiálního řezu	- 44 -
6.2.1	Výpočet průměru hřídele D_H [mm]	- 45 -
6.2.2	Výpočet průměru náboje před a za oběžným kolem D_n, D_n' [mm]	- 45 -
6.2.3	Výpočet teoretické hodnoty průtoku Q_{vt} [m ³ .s ⁻¹]	- 45 -
6.2.4	Výpočet meridiální rychlosti c_{m1} [m.s ⁻¹]	- 46 -
6.2.5	Výpočet průměru hrdla oběžného kola D_0 [mm]	- 46 -
6.2.6	Výpočet průměru střední proudnice D_{0s} [mm]	- 46 -
6.2.7	Výpočet vstupního průměru oběžného kola D_1 [mm].....	- 47 -

6.2.8	Výpočet unášivé rychlosti na vstupu do oběžného kola u_1 [m.s^{-1}]	- 47 -
6.2.9	Výpočet odhadovaného úhlu lopatky β_1 [$^\circ$]	- 47 -
6.2.10	Výpočet vstupní šířky oběžného kola b_1 [mm]	- 47 -
6.2.11	Stanovení hydraulické účinnosti η_h [%]	- 48 -
6.2.12	Výpočet unášivé rychlosti na výstupu z oběžného kola u_2 [m.s^{-1}]	- 48 -
6.2.13	Výpočet výstupního průměru oběžného kola D_2 [mm]	- 48 -
6.2.14	Výpočet meridiální rychlosti na výstupu z oběžného kola c_{m2} [m.s^{-1}]	- 48 -
6.2.15	Výpočet šířky kanálu na výstupu z oběžného kola b_2 [mm]	- 49 -
6.2.16	Parametr zakřivení střední proudnice z_d [mm]	- 49 -
6.2.17	Výpočet výstupního úhlu lopatky β [$^\circ$]	- 49 -
6.2.18	Výpočet a návrh počtu lopatek v oběžném kole čerpadla z [1]	- 50 -
6.2.19	Výpočet šířky lopatky s_1, s_2 [mm]	- 50 -
6.3	Přepočet parametrů ovlivňující tvar lopatky	- 50 -
6.3.1	Výpočet součinitele kontrakce φ_1', φ_2' [-]	- 50 -
6.3.2	Přepočet meridiální rychlosti c_{m1}, c_{m2} [m.s^{-1}]	- 51 -
6.3.3	Přepočet vstupního a výstupního úhlů β_1 a β_2 [$^\circ$]	- 51 -
6.4	Kontrola měrné energie Y [J.kg^{-1}]	- 52 -
6.4.1	Výpočet radiální síly v čerpadle F_o [N]	- 52 -
6.5	Konformní návrh zborcené oběžné lopatky	- 54 -
6.5.1	Určení obrysu meridiálního řezu	- 54 -
6.5.2	Grafické zobrazení konformního návrhu zborcené lopatky	- 56 -
6.6	Vyhodnocení výpočtu a návrhu oběžného kola	- 57 -
6.6.1	Srovnání oběžných kol	- 58 -
7.	CFD Analýza oběžného kola	- 59 -
7.1	Úvod do problematiky CFD analýzy v programu Fluent	- 59 -
7.2	Aplikace CFD analýzy na danou problematiku	- 60 -
7.3	Geometrie výpočtové oblasti	- 60 -

7.4	Výpočetní síť	- 61 -
7.5	Nastavení výpočetního programu Fluent	- 63 -
7.5.1	Zadané fyzikální vlastnosti:	- 64 -
7.5.2	Volba výpočetního modelu	- 64 -
7.5.3	Nastavení okrajových podmínek (Boundary Conditions):	- 65 -
7.5.4	Graficky výsledky vypočtené programem Fluent	- 66 -
8.	Závěr	- 72 -
9.	Seznam použité literatury	- 74 -
10.	Seznam příloh	- 78 -

Seznam použitých značek a symbolů

a	parametr	[1]
a	zrychlení	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$
b	šířka kanálu	[m]
b_d	šířka kanálu na průměru d	[m]
c	absolutní rychlost	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
c_m	meridiánová rychlost	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
c_{m0}	meridiánová rychlost v hrdle	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
c_{md}	meridiánová rychlost na střední proudnici na průměru d	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
c_u	unášivá složka absolutní rychlosti	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
D	průměr oběžného kola	[m]
D_H	průměr hřídele	[m]
D_n	průměr náboje před oběžným kolem	[m]
D_n'	průměr náboje za oběžným kolem	[m]
D_o	průměr hrdla	[m]
D_{os}	průměr střední proudnice	[m]
E_{kin}	energie kinetická	[J]
E_{mech}	energie mechanická	[J]
E_{tl}	energie tlaková	[J]
Eu	Eulerovo číslo	[1]
F_D	síly na díle	[N]
F_h	síla hydraulická	[N]
F_M	síly na modelu	[N]
F_o	radiální síla	[N]
F_p	tlaková síla	[N]

Fr	Froudovo číslo	[1]
F_s	síla hybnosti	[N]
F_t	síla třecí	[N]
g	tíhové zrychlení	[m·s ⁻²]
H	dopravní výška čerpadla	[m]
K	součinitel poměrného průtoku	[1]
k	parametr	[1]
K_m	směrový parametr	[1]
K_u	směrový parametr	[1]
L_D	délka díla	[m]
l_d	délka střední proudnice od vstupu po daný bod na průměru d	[m]
l_{dc}	délka střední proudnice	[m]
L_M	délka modelu	[m]
m	hmotnost	[kg]
M_k	krouticí moment	[N·m]
n	otáčky	[min ⁻¹]
n_b	rychloběžnost	[1]
n_q	měrné objemové otáčky	[min ⁻¹]
n_s	měrné výkonové otáčky	[min ⁻¹]
P	příkon	[W]
p	tlak	[Pa]
p_{abs}	absolutní tlak na vstupu	[Pa]
P_d	ztráta příkonu na discích	[W]
P_h	hydraulický výkon	[W]
p_{stat}	statický tlak na vstupu	[Pa]
Δp	rozdíl absolutních tlaků	[Pa]

q	průsak kapaliny	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
Q, Q_v	objemový průtok	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
Q_{vt}	teoretický objemový průtok	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
R	hmotnostní síla	$[\text{N}]$
Re	Reynoldsovo číslo	$[1]$
s_1, s_2	tloušťka lopatky	$[\text{m}]$
Sh	Strouhalovo číslo	$[1]$
S_o	plocha mezikruží vymezena průměrem D_0 a d_n	$[\text{m}^2]$
t	čas	$[\text{s}]$
t	teplota	$[^\circ\text{C}]$
U	potenciál	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
u	unášivá rychlost	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
v, w	relativní rychlost	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
v_D	rychlosti na díle	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
v_M	rychlosti na modelu	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
$v_{\text{vstupní}}$	rychlost na vstupu do oběžného kola	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
$v_{\text{výstupní}}$	rychlost na výstupu do oběžného kola	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
W	Weberovo číslo	$[1]$
Y	měrná energie	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
Y_t	teoretická měrná energie	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
z	počet lopatek oběžného kola	$[1]$
z_D	posunutí střední proudnice	$[\text{m}]$
β	odhadovaný úhel lopatky	$[^\circ]$
β'	opravený úhel lopatky	$[^\circ]$
ε	sklon hrany lopatky	$[^\circ]$

η_c	celková účinnost	[1]
η_h	hydraulická účinnost	[1]
η_m	mechanická účinnost	[1]
η_v	objemová účinnost	[1]
λ	parametr	[1]
ρ	hustota	[kg·m ⁻³]
σ	Thomův kavitační součinitel	[1]
σ	povrchové napětí	[kg·s ⁻²]
τ_D	dovolené namáhání v krutu	[Pa]
ν	kinematická viskozita	[m ² ·s ⁻¹]
φ	součinitele kontrakce	[rad]
φ_d	součinitele kontrakce pro daný bod	[rad]
ω	úhlová rychlost	[rad·s ⁻¹]

Indexy:

n	jmenovitý parametr	[1]
1	vstup do oběžného kola	[1]
2	výstup z oběžného kola	[1]

1. Úvod

Historie hydrodynamických nebo také odstředivých čerpadel zasahuje hluboko do naší minulosti. Tyto hydraulické stroje usnadňují lidskou práci již pře 2600 let, jsou nedílnou součástí našeho života, i když si to často ani neuvědomujeme. Potřeba efektivně dopravovat kapaliny, zejména vodu, a také využívat její energii, vedla k jejich postupnému zdokonalování a rozvoji.

1.1 Důležité mezníky v historii čerpadel [13]

- 600 let př.n.l. - Chaldejci využili čerpací kolo na zásobení vody do zavlažovacích kanálů
- 230 let př.n.l. - v Egyptě použili první hnací lžicové kolo na dopravu věder k čerpání vody
- 50 let př.n.l. –první zmínky o vodních mlýnech v Řecku
- r. 361 - byly postaveny jedny z prvních vodních mlýnů v Německu
- r. 536 - v Římě postavili první plovoucí lodní mlýn na řece Tibeře
- r. 718 - byl postaven první vodní mlýn ve střední Evropě tesařem Halakem
- r. 955 - byl na území dnešního Německa byl vybudován první vodní mlýn na řece Wurzen
- od 12.stol. vodní kolo je už známo v celé Evropě
- r. 1550 - Francouz Besson vynalezl sudové kolo pro mlýn v Toulouse
- r. 1738 - Jozef Karol Hell postavil první vodní vahadlový stroj na přeměnu potenciální energii vody
- r. 1749 - Jozef Karol Hell postavil na Slovensku první vysokotlaký stroj
- r. 1750 - první reakční vodní kolo vynalezl lékař Johann Andreas Segner
- r. 1818 - Německu postavili první ocelové vodní kolo
- r. 1824.6 - Francouz prof. Claude Burdin vyvinul první přetlakovou turbínu
- r. 1827 - první Burdinova turbína byla uvedena do provozu
- r. 1833 – Burdinův žák Benoit Fourneryon vyvíjí nový typ odstředivé přetlakové turbíny
- r. 1834 – Fourneryon postavil svoji turbínu pro francouzské železářny
- r. 1841 - byla vynalezena Henschel-Jonvalova turbína

- r. 1844 –Redtenbacher vyvinul první stupňovitou turbínu
- r. 1844 -vyvinul inženýr Zuppinger ve Švýcarsku svojí první rovnotlakou turbínu s vnějším vstřikem
- r. 1848 - sestrojil technik Schwamkrug v Rudohoří rovnotlakou turbínu s vnitřním vstřikem
- r. 1863 - byla vynalezena rovnotlaká Girardova turbína
- r. 1870 - Francisova turbína se rozšiřuje po evropském kontinentě
- r. 1878 - německý profesor R. Fink upravuje Francisovu turbínu natáčivými rozváděcími lopatkami
- r. 1900 - A.G. Michael byla teoreticky vynalezena bubnová turbína
- r. 1912 - v Brně vyvíjí Prof. Viktor Kaplan první vrtulovou turbínu
- r. 1913 – vyvíjí v Brně Prof. Viktor Kaplan turbínu s natáčivými lopatkami oběžného kola
- r. 1918 - byla matematicky vyřešena Bánkiho turbína
- r. 1918 - byla vyrobena v Brně první Kaplanova turbína
- r. 1919 - byla první Kaplanova turbína uvedena do provozu
- r. 1919 - profesor Banki uvádí v Budapešti do provozu rovnotlakou turbínu
- r. 1921 -byla rozběhnuta první Kaplanova turbína v Československu v Poděbradech
- r. 1938 - Kaplanova turbína byla použita na spád 38 metrů
- r. 1950 - úpravou Kaplanovy turbíny vzniká diagonální Deriazova turbína
- r. 1953 - Kaplanova turbína byla použita na spád 56 metrů
- r. 1958 - Kaplanova turbína byla použita na spád 71 metrů

V současné době se hydrodynamická čerpadla uplatňují v mnoha průmyslových odvětvích, hlavní oblastí využití však zůstává energetika a vodní hospodářství. Rozdílné požadavky odběratelů vedou k rozmanitosti konstrukčních typů i materiálových realizací. V dnešní době se můžeme i setkat s aplikacemi dosahující větších výkonů než několik set megawattů a to při účinnosti větší než 90%. Nejen účinnost a výkon je nejdůležitější, důraz je kladen i na stabilní chod, dobré kavitační vlastnosti, životnost a bezporuchový chod.

Poznatky ohledně hydrodynamických čerpadel nastřádané během celé historie, nově získané poznatky z fyziky a zkušenosti s hydrodynamickými čerpadly daly prostor vzniknout novému vědnímu oboru a to *hydrodynamické podobnosti*.

Při samotném návrhu hydrodynamického čerpadla musíme tyto parametry brát v potaz. Pro dosažení požadovaných parametrů je nutné správně navrhnout tvar lopatek a kanálu oběžného kola. Metody konstrukce a výroby těchto hydraulických prostor se stále zdokonalují, díky moderním technologiím, měřicí a výpočetní technice.

Možnost ověření navržených parametrů se z laboratoře rozšířily i na numerické analýzy za pomoci moderní výpočetní techniky. Pro numerické modelování se používají CFD analýzy (Computational Fluid Dynamics).

2. Hydrodynamická čerpadla

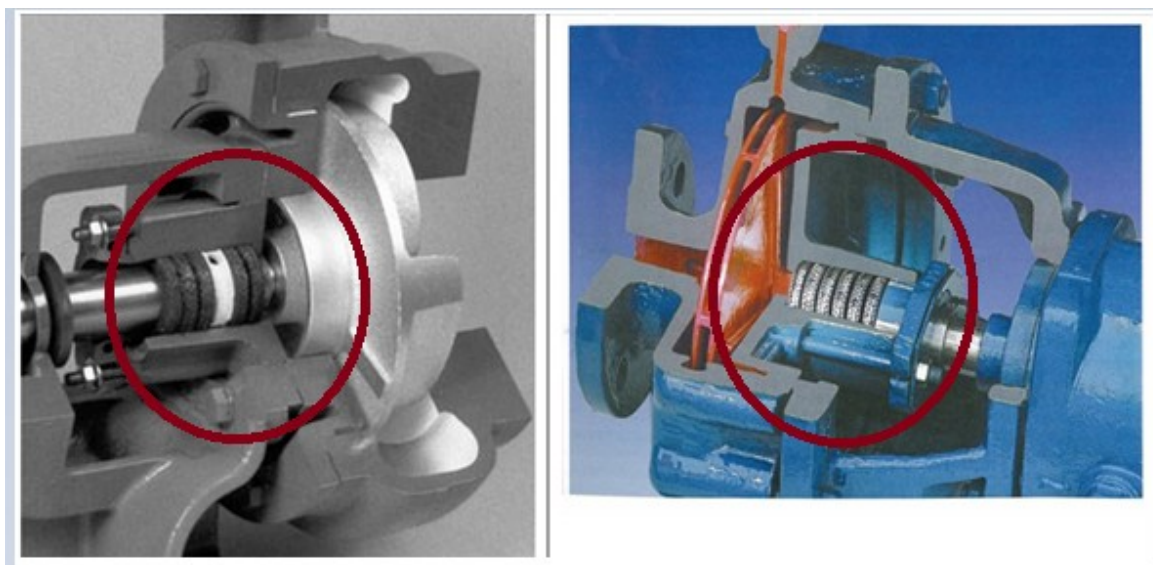
V hydrodynamických čerpadlech se mění mechanická energie na energii tlakovou zprostředkováním změnou kinetické energie kapaliny.

$$E_{mech} \rightarrow \Delta E_{kin} \rightarrow E_{tl} \quad (2.1)$$

K transformaci mechanické energie přiváděné na hřídel dochází v oběžném kole. To je tvořeno soustavou rotujících kanálů (lopatkovou mříží). Při průtoku oběžným kolem dochází ke změně hybnosti kapaliny mezi vstupní a výstupní hranou lopatky. Tento proces je kontinuální, kanály oběžného kola jsou trvale propojeny na vstup a výstup čerpadla. Z výstupu oběžného kola vtéká kapalina do lopatkového rozvaděče nebo spirály, jejich funkcí je transformovat kinetickou energii na tlakovou. Z rozvaděče (spirály) odchází kapalina s tlakovou energií a nutnou rychlostí do potrubního systému. Tato dvojitá přeměna má za důsledek znatelné snížení účinnosti hydrodynamických čerpadel ve srovnání s čerpadly hydrostatickými. U hydrodynamických čerpadel nedochází k pulzaci průtoku díky plynulému proudění kapaliny hydrodynamickým čerpadlem. Na rozdíl od čerpadel hydrostatických pracují hydrodynamická čerpadla při vyšších otáčkách, což vede ke zmenšení rozměrů a hmotností čerpadel pro stejný průtok jako u hydrostatických a také k nižším cenám. Hydrodynamická čerpadla dobře zvládají čerpat i velké průtoky. [1]

2.1 Základní popis hydrodynamického čerpadla

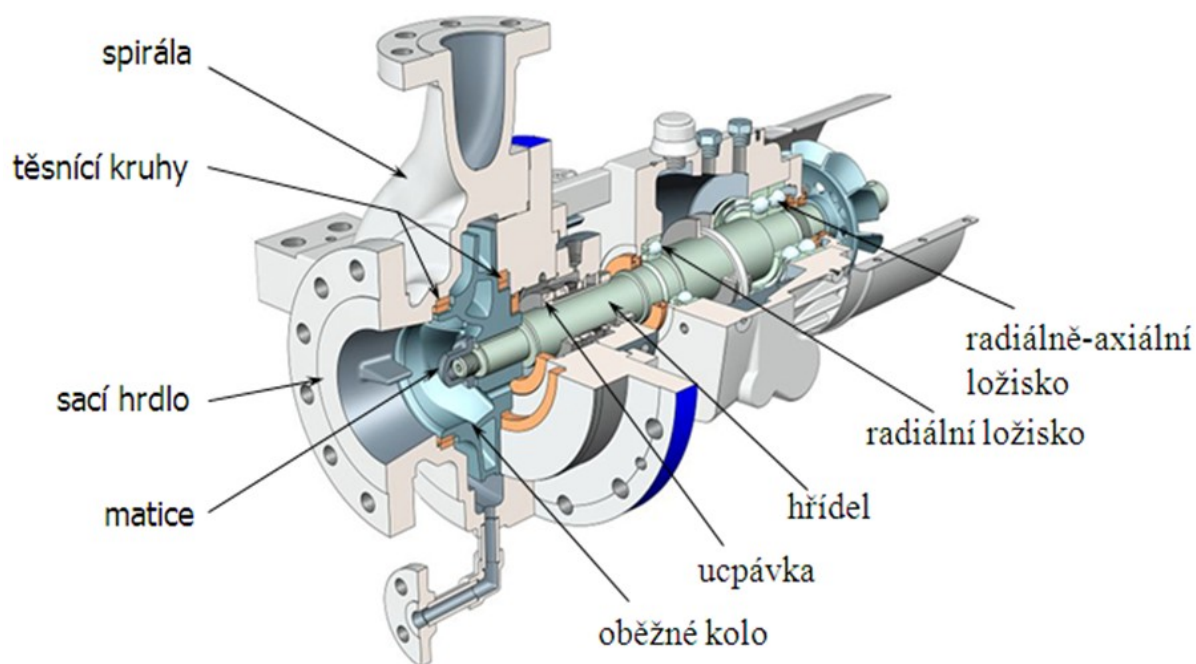
Základní konstrukční části hydrodynamického čerpadla lze popsat na příkladu jednostupňového radiálního čerpadla se spirálou, poháněného elektromotorem. Hydraulickou část tvoří sací víko, oběžné kolo a spirála. Mechanickou část tvoří ucpávky, ložiska, spojka pro připojení elektropohonu. Hnací hřídel oběžného kola je uložený ve valivých ložiscích. Valivá ložiska v hydrodynamickém čerpadle jsou převážně mazána tukem, pouze při vysokých teplotách dopravovaného média se používá olej pro mazání. Těsnění kolem hřídele při průchodu statorem je řešeno pomocí ucpávek (obr. 2.1). Standardně jsou používány měkké provazcové ucpávky, stále více se však uplatňují i mechanické ucpávky. Provazcové ucpávky jsou provedeny z vhodného materiálu, který dobře odolává chemickému vlivu dopravovaného média.



obr. 2.1 Řez hydrodynamickým čerpadlem kde je znázorněn prostor s měkkou ucpávkou [1]

Základní konstrukční části hydrodynamického čerpadla (obr. 2.2):

- *oběžné kolo*- V oběžném kole dochází k transformaci mechanické energie přivedené hřídelí na energii kinetickou proudícího média.
- *spirála* – V spirále dochází k transformaci kinetické energie proudícího média na energii tlakovou.
- *sací hrdlo* – Sací hrdlo přivádí médium do hydrodynamického čerpadla.
- *hřídel* – Hřídel přivádí na oběžné kolo hydrodynamického čerpadla mechanickou energii v podobě krouticího momentu vytvořenou elektromotorem.
- *radiální ložisko* – Radiální ložisko zachycuje radiální síly na hnací hřídeli.
- *radiálně axiální ložisko* – Radiálně axiální ložisko zachycuje radiální i axiální síly na hnací hřídeli.
- *ucpávka* – Ucpávka zajišťuje únik kapaliny z hydrodynamického čerpadla do okolí.
- *těsnící kroužky* – Těsnící kroužky zajišťují těsnost mezi statorem čerpadla rotujícím oběžným kolem a tím zvyšují účinnost hydrodynamického čerpadla.
- *matice* – Matice pevně spojuje oběžné kolo hydrodynamického čerpadla s hnací hřídelí.

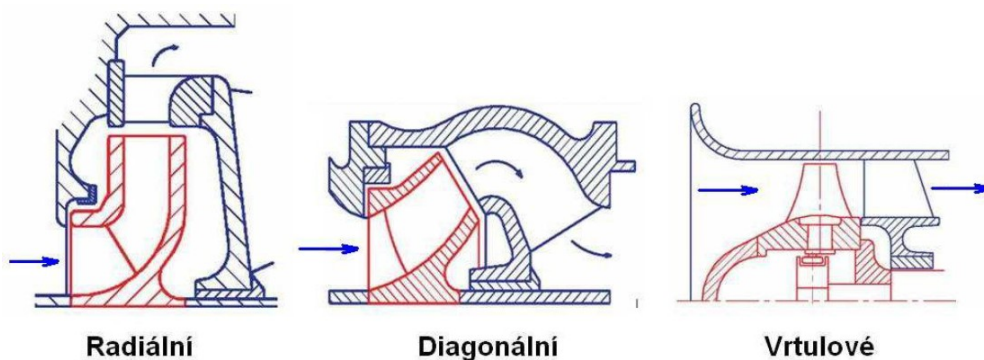


obr. 2.2 Řez hydrodynamického čerpadla a popis jednotlivých základních součástí čerpadla
[1]

2.2 Základní rozdělení hydrodynamických čerpadel

Hydrodynamická čerpadla dělíme dle směru vstupu a výstupu kapaliny z oběžného kola viz. obr. 2.3 a to na následující typy:

- Radiální
- Diagonální
- Axiální (vrtulové)

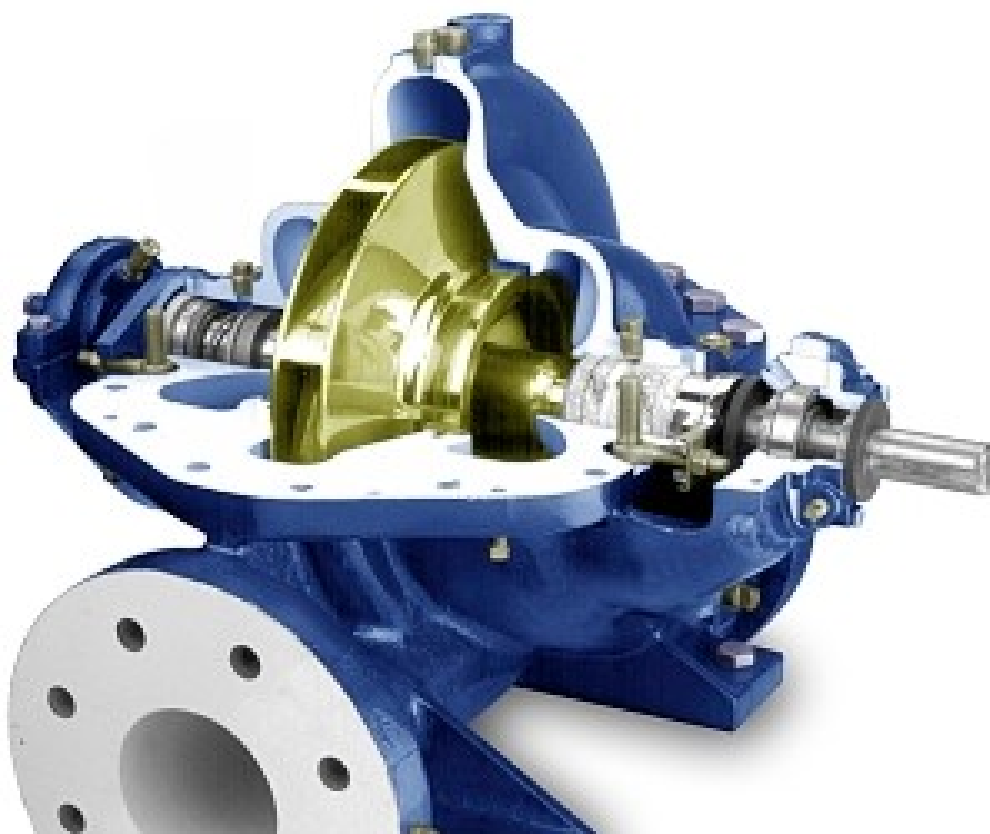


obr. 2.3 Hydrodynamická čerpadla [1]

2.2.1 Radiální hydrodynamická čerpadla

- Medium do radiálního kola hydrodynamického čerpadla vstupuje axiálně (vodorovně s osou kola) a vystupuje z kola čerpadla radiálně (kolmo na osu kola).
- Čerpadla se konstruuji na základě požadovaných tlaků. Pro nižší tlaky se používají jednostupňová čerpadla a pro vysoké vstupní tlaky se používají vícestupňové čerpadla.
- Nejvíce se zde projevuje účinek práce odstředivé síly.

Jedno z možných konstrukčních provedení radiálního hydrodynamického čerpadla se dvěma vtoky je vyobrazeno na obr. 2.4.

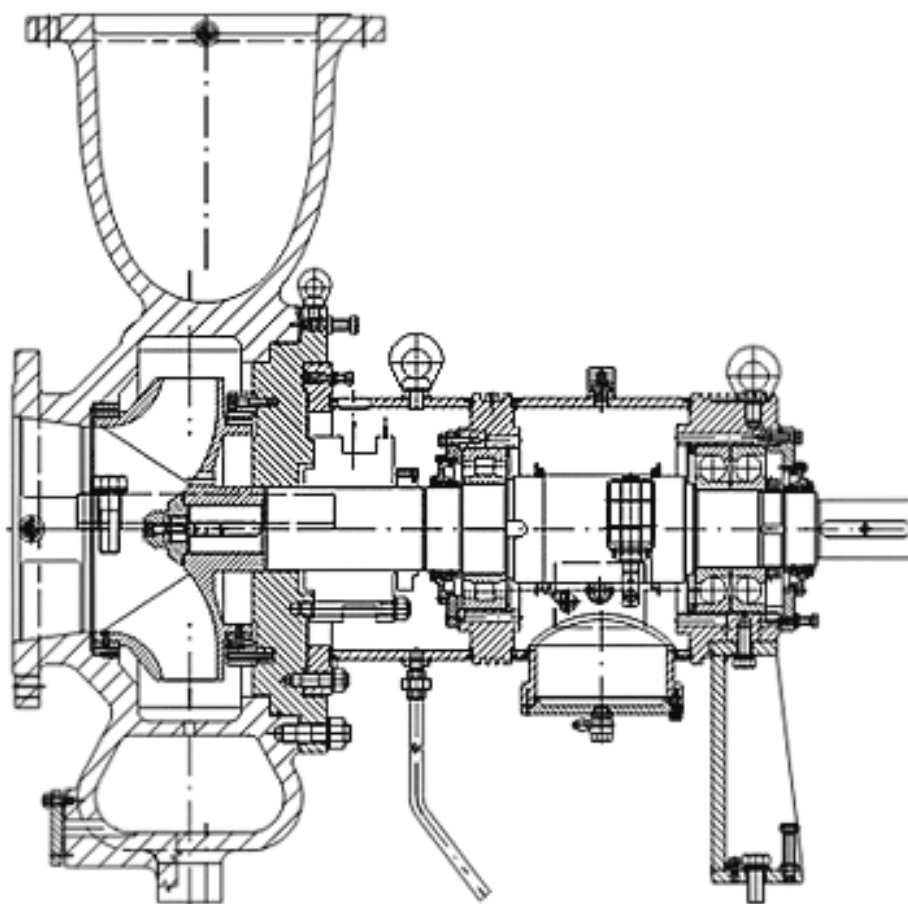


obr. 2.4 Radiální hydrodynamické čerpadlo [2]

2.2.2 Diagonální hydrodynamická čerpadla

- Medium do diagonálního kola hydrodynamického čerpadla vstupuje axiálně (vodorovně s osou kola) a vystupuje z kola čerpadla diagonálně (šikmo).
- Použití diagonálních čerpadel je pro dopravu velkého množství kapalin do malých a středních výšek.

Jako příklad konstrukčního provedení diagonálního hydrodynamického čerpadla je vyobrazeno na obr. 2.5.

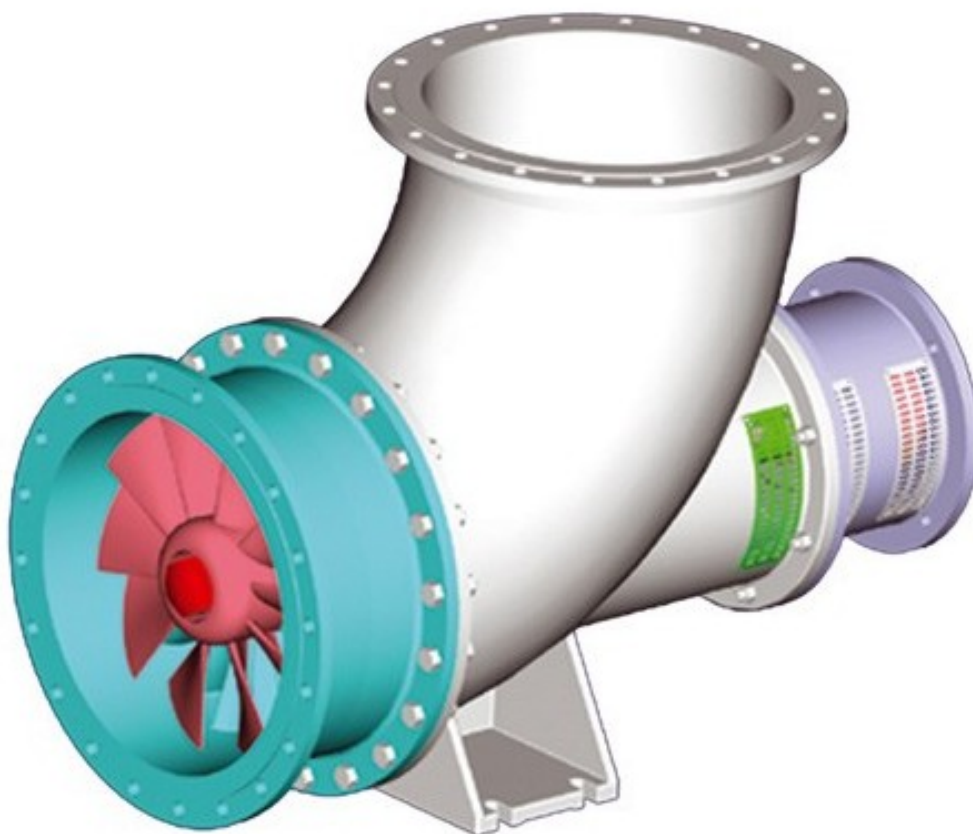


obr. 2.5 Diagonální hydrodynamické čerpadlo[2]

2.2.3 Axiální (vrtulová) hydrodynamická čerpadla

- Medium do axiálního kola hydrodynamického čerpadla vstupuje axiálně (vodorovně s osou kola) a vystupuje z kola čerpadla také axiálně (vodorovně s osou kola).
- Použití axiální čerpadel je vhodné pro dopravu velkého množství kapalin do malých výšek.

Příklad realizace axiálního hydrodynamického čerpadla je vyobrazen na obr. 2.2.6.



obr. 2.2.6 Axiální hydrodynamické čerpadlo [2]

3. Hydrodynamická podobnost

Hydrodynamická podobnost se zabývá zkoumáním podmínek podobnosti jevů spojených s prouděním mezi dílem a modelem. Protože transformace energie v oběžném kole je úzce svázána s pohybem kapaliny, je hydrodynamická podobnost významnou součástí experimentálního výzkumu.

3.1 Experimentální práce v laboratoři

Experimentální práce v laboratoři hydrauliky je vhodná pro vývoj jakéhokoliv čerpadla. Zkoumají se modely čerpacích zařízení pro zjištění jejich základních vlastností a parametrů, popřípadě odstranění chyb a vad na zařízení. V laboratoři se ověřuje teoretický návrh zařízení a jeho správné funkce a ověřujeme jednotlivé závislosti měřených veličin.

Výsledky získané na zkoumaném modelu se následně převedou na reálné zařízení, tzv. dílo. Teoreticky odvozené rovnice nejsou přesné z důsledku matematického zjednodušení, nebo některé složité případy se doposud nepodařilo teoreticky vyřešit. Tyto veličiny se potom od skutečnosti odchylují, proto do rovnic zavádíme opravné součinitele získané z měření.

Model je poměrově zmenšen oproti dílu, což má za následek levnější a rychlejší výrobu a snadnější manipulaci s modelem. Díky menším nákladům na výrobu je možno model dále opravovat, popřípadě sestavit více alternativ při experimentu. Také pomocí modelu se sníží celková cena a lze dosáhnout zvýšení efektivity díla.

3.2 Druhy hydrodynamické podobnosti

Hydrodynamická podobnost zahrnuje tyto tři základní podmínky:

- geometrickou podobnost
- kinematickou podobnost
- dynamickou podobnost

Pokud jsou zkoumané jevy spojeny s přenosem tepla a chemickými reakcemi, doplňuje tyto podmínky dále o:

- teplotní podobnost
- chemická podobnost

Všechny tyto složky hydrodynamické podobnosti jsou navzájem propojeny. Tudiž aby bylo dosaženo hydrodynamické podobnosti, musí model a dílo splňovat všechny složky podobnosti. Avšak poslední dvě kritéria nejsou pro danou aplikaci v čerpací technice tolik podstatné.

3.2.1 Geometrická podmínka podobnosti

Geometrická podobnost je první a základní podmínka hydrodynamické podobnosti. Představuje rozměrovou podobnost mezi modelem a dílem, tj. lineární transformaci délek. Znamená to, že sobě odpovídající rozměry na modelu a skutečném díle musí být ve stejném poměru. Tento poměr musí platit i u drsností povrchu.

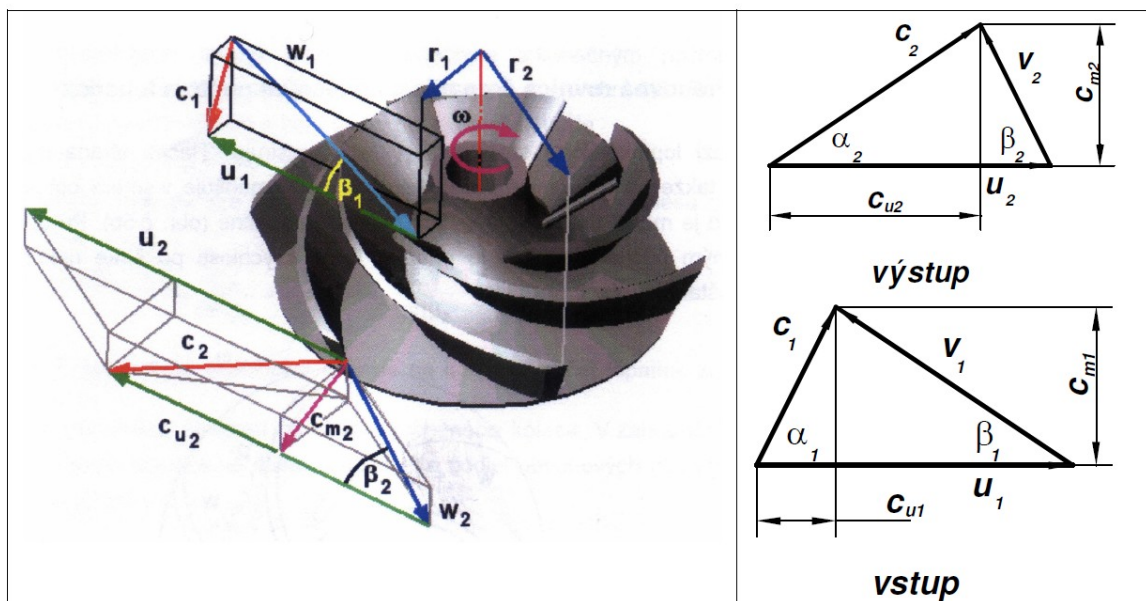
$$\frac{L_D}{L_M} = konst \quad (3.1)$$

3.2.2 Kinematická podmínka podobnosti

Kinematické podobnosti vyžaduje splnění geometrické podobnosti. Respektování podmínky kinematické podobnosti předpokládá podobnost vektorového pole rychlosti kapaliny na modelu a díle v daném bodě a čase.

$$\frac{\vec{v}_D}{\vec{v}_M} = konst \quad (3.2)$$

Kinematické poměry v oběžném kole se dají popsat rychlostními trojúhelníky viz obr. 3.1, které znázorňují přeměnu mechanické energie rotoru na kinematickou energii proudícího média.



obr. 3.1 Kinematické poměry v oběžném kole [4]

Kinematické poměry v oběžném kole jsou popsány těmito rychlostmi:

\vec{c} – absolutní rychlost proudící kapaliny

\vec{u} – unášivá rychlost

\vec{v} – relativní rychlost

\vec{c}_m – meridiální rychlost

\vec{c}_u – hybná složka absolutní rychlosti

Na tvorbě měrné energie se podílí unášivá rychlost a hybná složka absolutní rychlosti dle Eulerovy čerpadlové rovnice:

$$Y = g \cdot H = u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1} [J \cdot kg^{-1}] \quad (3.3)$$

Kinematická podobnost se promítá do podobnosti rychlostních trojúhelníků, to znamená, že úhly se zachovávají a sobě odpovídající strany (rychlosti) jsou ve stejném poměru.

3.2.3 Dynamická podmínka podobnosti

U dynamické podobnosti je nezbytně nutné splnit podmínky geometrické a kinematické podobnosti. Dynamická podobnost je splněna při geometrické podobnosti vektorového pole sil působících na model a dílo, tento poměr odpovídajících sil mezi modelem a dílem je konstantní.

$$\frac{\vec{F}_D}{\vec{F}_M} = konst. \quad (3.4)$$

Z poměru dvou sil, které jsou pro daný jev typické, můžeme sestavovat bezrozměrná kritéria hydrodynamické podobnosti.

3.2.4 Teplotní podmínka podobnosti

Je to úměrnost teplot mezi dílem a modelem při chodu čerpadla.

3.2.5 Chemická podmínka podobnosti

Je to úměrnost koncentrací mezi dílem a modelem při přenosu hmot čerpadlem.

4. Odvození kritérií pro hydrodynamickou podobnost

4.1 Metody odvození a jejich srovnání

Kritéria hydrodynamické podobnosti jsem odvodil pomocí tří odlišných metod, ale výsledné vztahy jsou u všech tří metod stejné, tudíž je jedno, kterou metodu při výpočtu zvolíme, musíme vždy dojít ke stejným kritériím hydrodynamické podobnosti.

Největší pozornost jsem věnoval teorii rozměrové analýzy π teorému a odvodil 6 kritérií hydrodynamické podobnosti, což není v literatuře takto podrobně popsáno. Rozměrová analýza je spekulativní metoda, při které ne vždy dojdeme k požadovanému kritériu.

Jako vhodnější metodu bych zvolil pro odvození kritérií metodu porovnáním sil ovlivňujících daný zkoumaný děj. Její matematické odvození není příliš náročné, ale požaduje znalost popisu sil uplatňujících se při práci čerpadla.

Metoda aplikace π -teorému na Navier-Stokesovu rovnici je matematicky nejpřesnější, avšak také nejnáročnější, co se samotného odvození týče.

4.2 Rozměrová analýza – π teorém

Rozměrová analýza slouží k sestavení podmínek podobnosti \Rightarrow tj. odvození bezrozměrných podobnostních kritérií. Rozměrová analýza umožňuje převedení množiny n rozměrových proměnných x_i , které se uplatňují při popisu daného hydrodynamického děje, na množinu p bezrozměrových parametrů π_i .

Aplikace tohoto přístupu je podrobně zpracována při odvození kritérií HD podobnosti uplatňujících se v oblasti čerpadel.

Pro HD lze definovat tyto ovlivňující parametry:

- $Q [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$ průtok
- $Y [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}]$ měrná energie
- $\rho [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$ hustota kapaliny
- $n [\text{s}^{-1}]$ otáčky
- $\nu [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$ kinematická viskozita
- $g [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$ tíhové zrychlení
- $\sigma [\text{kg} \cdot \text{s}^{-2}]$ povrchové napětí
- $D_2 [\text{m}]$ výstupní průměr oběžného kola

Všeobecnou závislost uvedených fyzikálních veličin převedeme na závislost bezrozměrných kritérií.

Obecná funkce:

$$f(Q_v, Y, \rho, n, \nu, g, \sigma, D_2) = 0 \quad (4.1)$$

Počet veličin $n=8$; počet základních rozměrů $r=3$ (kg, m, s).

Počet bezrozměrných parametrů:

$$p = n - r = 8 - 3 = 5 \quad (4.2)$$

Obecná funkce s bezrozměrovým parametrem:

$$f(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5) = 0 \quad (4.3)$$

K určení parametrů π, \dots, π_5 je nutno zvolit p podmínek.

Mocninné vyjádření parametru – kritérium podobnosti.

$$\pi = Q_v^\alpha \cdot Y^\beta \cdot \rho^\gamma \cdot n^\delta \cdot g^\varepsilon \cdot D_2^\varphi \cdot \nu^\kappa \cdot \sigma^\lambda; [\pi] = 1 \quad (4.4)$$

Rozměrová rovnice:

$$1 = (m^3 \cdot s^{-1})^\alpha \cdot (m^2 \cdot s^{-2})^\beta \cdot (kg \cdot m^{-3})^\gamma \cdot (s^{-1})^\delta \cdot (m \cdot s^{-2})^\varepsilon \cdot (m)^\varphi \cdot (m^2 \cdot s^{-1})^\kappa \cdot (kg \cdot s^{-2})^\lambda \quad (4.5)$$

$$1 = m^{3\alpha+2\beta-3\gamma+\varepsilon+\varphi+2\kappa} \cdot kg^{\gamma+\lambda} \cdot s^{-\alpha-2\beta-\delta-2\varepsilon-\kappa-2\lambda} = m^\emptyset \cdot kg^\emptyset \cdot s^\emptyset$$

$$1. \text{ rovnice:} \quad 3\alpha + 2\beta - 3\gamma + \varepsilon + \varphi + 2\kappa = \emptyset \quad (4.6)$$

$$2. \text{ rovnice:} \quad \gamma + \lambda = \emptyset \quad (4.7)$$

$$3. \text{ rovnice:} \quad \alpha + 2\beta + \delta + 2\varepsilon + 2\lambda = \emptyset \quad (4.8)$$

$r=3$ rovnice; r -počet základních rozměrů; n -nezávislých

Nutno zvolit $p=n-r$ podmínek (rovníc), aby se určily exponenty.

4.2.1 Parametr π_1 :

$$1. \text{ volba:} \quad \varepsilon = \varphi = \kappa = \lambda = \emptyset; \quad \delta = 1$$

$$\text{z 2. rovnice:} \quad \gamma = -\lambda = \emptyset \rightarrow \gamma = \emptyset$$

$$\text{z 3. rovnice:} \quad \alpha + 2\beta + 1 = \emptyset$$

$$\text{z 1. rovnice:} \quad 3\alpha + 2\beta = \emptyset \rightarrow \alpha = -\frac{2}{3}\beta$$

$$\text{dosazení do 3 rovnice:} \quad -\frac{2}{3}\beta + 2\beta + 1 = \emptyset \rightarrow \frac{4}{3}\beta + 1 = \emptyset \rightarrow \beta = -\frac{3}{4}$$

$$\text{dosazení do 1. rovnice:} \quad \alpha = -\frac{2}{3}\beta = -\frac{2}{3} \cdot \left(-\frac{3}{4}\right) = \frac{1}{2} \rightarrow \alpha = \frac{1}{2}$$

První volbou jsem určil exponenty: $\alpha = \frac{1}{2}$; $\beta = -\frac{3}{4}$; $\delta = 1$; ostatní parametry jsou nulové.

$$\text{Parametr } \pi_1: \quad \pi_1 = Q_v^\alpha \cdot Y^\beta \cdot n^\delta = n \cdot Q_v^{\frac{1}{2}} \cdot Y^{-\frac{3}{4}} = n \cdot \frac{\sqrt{Q_v}}{Y^{\frac{3}{4}}} \quad (4.9)$$

Z první volby parametru jsem odvodil vzorec pro rychloběžnost n_b :

$$n_b = n \cdot \frac{\sqrt{Q_v}}{Y^{\frac{3}{4}}} \quad (4.10)$$

Rychloběžnost a je základním kritériem hydrodynamické podobnosti čerpadel.

4.2.2 Parametr π_2 :

$$1. \text{ volba: } \alpha = \varepsilon = \kappa = \lambda = \emptyset; \quad \delta = 1$$

$$\text{z 2. rovnice: } \gamma = -\lambda = \emptyset \rightarrow \gamma = \emptyset$$

$$\text{z 1. rovnice: } 2\beta - 3\gamma + \varphi = \emptyset \rightarrow \beta = -\frac{1}{2} \cdot \varphi$$

$$\text{z 3. rovnice: } +2\beta + \delta = \emptyset \rightarrow \beta = -\frac{1}{2}$$

$$\text{dosazení do 1. rovnice: } -\frac{1}{2} = -\frac{1}{2} \cdot \varphi \rightarrow \varphi = 1$$

Druhou volbou jsem určil exponenty: $\beta = -\frac{1}{2}$; $\varphi = 1$; $\delta = 1$; ostatní parametry jsou nulové.

$$\begin{aligned} \text{Parametr } \pi_2: \quad \pi_2 &= Y^\beta \cdot D^\varphi \cdot n^\delta = Y^{-\frac{1}{2}} \cdot D \cdot n = \frac{D \cdot n}{\sqrt{Y}} = \frac{D \cdot n}{\sqrt{\frac{p}{\rho}}} = \frac{D^2 \cdot n^2 \cdot \rho}{p} = \frac{u^2 \cdot \rho}{p} \\ u &\sim c \rightarrow \rho \frac{c^2}{p} = \frac{1}{Eu} \end{aligned} \quad (4.11)$$

Z druhé volby parametru jsem odvodil vzorec pro Eulerovo číslo:

$$Eu = \frac{p}{\rho \cdot c^2} \quad (4.12)$$

Eulerovo kritérium charakterizuje silové účinky na části hydraulických strojů, zahrnuje vliv sil tlakových a setrvačných.

4.2.3 Parametr π_1 :

2. volba: $\beta = \varepsilon = \kappa = \lambda = 0; \quad \delta = 1$

z 2. rovnice: $\gamma = -\lambda = 0 \rightarrow \gamma = 0$

z 1. rovnice: $3\alpha - 3\gamma + \varphi = 0 \rightarrow \varphi = -3\alpha$

z 3. rovnice: $\alpha + 1 = 0 \rightarrow \alpha = -1$

dosazení do 1. rovnice: $\varphi = 3$

Třetí volbou jsem určil exponenty: $\alpha = -1$; $\varphi = 3$; $\delta = 1$; ostatní parametry jsou nulové.

Parametr π_3 :
$$\pi_3 = Q_v^\alpha \cdot D^\varphi \cdot n^\delta = Q_v^{-1} \cdot D^3 \cdot n = \frac{D^3 \cdot n}{Q_v} = \frac{D^3 \cdot n}{c \cdot D^2} = \frac{D \cdot n}{c} \quad (4.13)$$

Součin $D \cdot n$ je úměrný unášivé rychlosti a tedy lze Strouhalovo číslo definovat jako poměr dvou rychlostí, které se významně uplatní při popisu proudění v oběžném kole, v tomto případě je to rychlost obvodová a absolutní, a tedy

$$Sh = \frac{u}{c} \quad (4.14)$$

Toto kritérium má velký význam zejména pro hydrodynamická čerpadla.

4.2.4 Parametr π_4 :

3. volba: $\beta = \gamma = \delta = \varepsilon = 0; \quad \varphi = 1$

z 2. rovnice: $\gamma = -\lambda = 0 \rightarrow \gamma = 0$

z 3. rovnice: $\alpha + 1 = 0 \rightarrow \alpha = -1$

z 1. rovnice: $3\alpha + 1 + 2\kappa = 0$

dosazení do 1. rovnice: $-3 + 1 + 2\kappa = 0 \rightarrow 2 + 2\kappa = 0 \rightarrow \kappa = -1$

Čtvrtou volbou jsem určil exponenty: $\alpha = -1$; $\kappa = 1$; $\varphi = 1$; ostatní parametry jsou nulové.

$$\text{Parametr } \pi_4: \quad \pi_4 = Q_v^\alpha \cdot D^\varphi \cdot v^\kappa = Q_v^{-1} \cdot D \cdot v = \frac{D \cdot v}{c \cdot D^2} = \frac{v}{c \cdot D} \quad (4.15)$$

Z čtvrté volby parametru jsem odvodil vzorec pro Reynoldsovo číslo:

$$\frac{1}{Re} = \frac{v}{c \cdot D} \quad (4.16)$$

Reynoldsovo číslo udává důsledek vnitřních setrvačných sil a sil třecích. Dle Reynoldsova čísla určíme, jaký je režim proudící kapaliny. Proudění v kapalině je laminární pro Re nižší, než je kritická hodnota, a turbulentní pro hodnoty vyšší. Například pro proudění v potrubí se uvažuje kritická hodnota Re čísla 2320, pro zahrnutí vlivu viskozity při proudění v čerpadle je kritická hodnota čerpadlového Re čísla 2500000.

4.2.5 Parametr π_5 :

$$4. \text{ volba:} \quad \beta = \gamma = \delta = \kappa = \emptyset; \quad \varphi = 1$$

$$\text{z 2. rovnice:} \quad \gamma = -\lambda = \emptyset \rightarrow \gamma = \emptyset$$

$$\text{z 3. rovnice:} \quad \alpha + 2\varepsilon = \emptyset \rightarrow \alpha = -2\varepsilon$$

$$\text{z 1. rovnice:} \quad 3\alpha + 1 + \varepsilon = \emptyset$$

$$\text{dosazení do 1. rovnice: } -6\varepsilon + 1 + \varepsilon = \emptyset \rightarrow -5\varepsilon = -1 \rightarrow \varepsilon = +\frac{1}{5}$$

$$\text{dosazení do 3. rovnice: } \alpha = -\frac{2}{5}$$

Pátou volbou jsem určil exponenty: $\alpha = -\frac{2}{5}$; $\varepsilon = \frac{1}{5}$; $\varphi = 1$; ostatní parametry jsou nulové.

$$\text{Parametr } \pi_5: \quad \pi_5 = Q_v^\alpha \cdot g^\varepsilon \cdot D^\varphi = Q_v^{-\frac{2}{5}} \cdot g^{\frac{1}{5}} \cdot D = \frac{g \cdot D^5}{Q_v^2} = \frac{g \cdot D^5}{c^2 \cdot D^4} = \frac{g \cdot D}{c^2} = \frac{\sqrt{g \cdot D}}{c} \quad (4.17)$$

Z páté volby parametru jsem odvodil vzorec pro Froudovo číslo:

$$\frac{1}{Fr} = \frac{\sqrt{g \cdot D}}{c} \quad (4.18)$$

Froudovo číslo udává podíl setrvačné a gravitační síly.

4.2.6 Parametr π_6 :

5. volba: $\beta = \varepsilon = \delta = \kappa = \emptyset; \quad \gamma = 1$

z 2. rovnice: $\gamma = -\lambda = \emptyset \rightarrow \lambda = -1$

z 3. rovnice: $\alpha + 2\lambda = \emptyset \rightarrow \alpha = -2\lambda$

z 1. rovnice: $3\alpha + \varphi - 3 = \emptyset$

dosazení do 3. rovnice: $\alpha = 2$

dosazení do 1. rovnice: $\varphi + 6 - 3 = \emptyset \rightarrow \varphi = -3$

Šestou volbou jsem určil exponenty: $\alpha = 2$; $\lambda = -1$; $\varphi = -3$; $\gamma = 1$ ostatní parametry jsou nulové.

Parametr π_6 :
$$\pi_6 = Q_v^\alpha \cdot \rho^\gamma \cdot D^\varphi \cdot \sigma^\lambda = \frac{Q_v^2 \cdot \rho}{D^3 \cdot \sigma} = \frac{c^2 \cdot D^4 \cdot \rho}{D^3 \cdot \sigma} = \frac{c^2 \cdot \rho \cdot D}{\sigma} \quad (4.19)$$

Z šesté volby parametru jsem odvodil vzorec pro Weberovo číslo:

$$W = \frac{\rho \cdot c^2 \cdot D}{\sigma} \quad (4.20)$$

Weberovo číslo popisuje hydrodynamické jevy, dané povrchovým napětím.

4.3 Hydrodynamická podobnost – porovnání sil

Vycházíme z předpokladu dynamické podobnosti na modelu a díle. Pak sobě odpovídající síly na modelu a díle musí být ve stejném poměru. Pro porovnání vybereme síly, které jsou při proudění v čerpadle nejvýznamnější.

- **Tlakové síly**, znázorňující kritérium Eulerovo.

$$(Eu) = \frac{F_p}{F_s} = \frac{p \cdot l^2}{\rho \cdot l^2 \cdot v^2} = \frac{p}{\rho \cdot v^2} \quad (4.21)$$

- **Impulsní síly**, působí během neustáleného pohybu kapaliny, je znázorněna v Strouhalově kritériu.

$$(Sh) = \frac{F_s}{F_h} = \frac{t \cdot \rho \cdot L^2 \cdot v^2}{\rho \cdot L^3 \cdot v} = \frac{v}{c} \quad (4.22)$$

- **Třecí síly**, vznikají působením vazkosti kapaliny a je zahrnuto v Reynoldsově čísle.

$$(Re) = \frac{F_s}{F_t} = \frac{m \cdot a}{\tau \cdot s} = \frac{\rho \cdot l^2 \cdot v^2}{\eta \cdot v \cdot l} = \frac{v d}{\nu} \quad (4.23)$$

- **Setrvačné a tíhové síly**, při proudění kapaliny pod účinky tíhy znázorňuje Froudeho kritérium.

$$(Fr) = \frac{F_s}{F_g} = \frac{m \cdot a}{\rho \cdot g \cdot V} = \frac{\rho \cdot l^2 \cdot v^2}{\rho \cdot g \cdot l^3} = \frac{v}{\sqrt{g \cdot l}} \quad (4.24)$$

Poměrováním sil jsme odvodili kritéria ve shodě s předchozím přístupem.

4.4 Aplikace π teorému na Navier-Stokesovu rovnici

Navier-Stokesova rovnice umožňuje teoretický rozbor proudového pole z hlediska podobnosti v hydrodynamice. Můžeme pomocí ní popsat i proudění v oběžném kole a přímo na tento matematický popis aplikovat dimenzionální analýzu [6].

Aplikace pro nestlačitelnou kapalinu vyjádřené k souřadné ose x:

$$R_x - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + v \cdot \Delta c_x = \frac{\partial c_x}{\partial t} + \frac{\partial c_x}{\partial x} \cdot c_x + \frac{\partial c_x}{\partial y} \cdot c_y + \frac{\partial c_x}{\partial z} \cdot c_z \quad (4.25)$$

Předpokládáme-li, že se jev odehrává v gravitačním poli, se zrychlením g bude hmotnostní síla R mít potenciál U a polohovou výšku H podle vztahu:

$$U = -g \cdot H [J \cdot kg^{-1}] \quad (4.26)$$

Ve směru osy x bude platit:

$$R_x = \frac{\partial U}{\partial x} = -\frac{\partial(g \cdot H)}{\partial x} [m \cdot s^{-2}] \quad (4.27)$$

Po dosazení do rovnice bude mít tvar:

$$\frac{-\partial(g \cdot H)}{\partial x} - \frac{\partial p}{\rho \cdot \partial x} + v \cdot \left(\frac{\partial^2 c_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 c_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 c_x}{\partial z^2} \right) = \frac{\partial c_x}{\partial t} + c_x \cdot \frac{\partial c_x}{\partial x} + c_y \frac{\partial c_x}{\partial y} + c_z \frac{\partial c_x}{\partial z} \quad (4.28)$$

Posouzení stačí pouze z hlediska rozměrové homogenosti. Rovnici vyjádříme bezrozměrnými součiniteli, sestavením z fyzikálních veličin v proudovém poli:

$$\frac{-g \cdot H}{x} \cdot K_4 - \frac{p}{\rho \cdot x} \cdot K_3 + \frac{v \cdot c}{x^2} \cdot K_2 = \frac{c}{t} \cdot K_1 + \frac{c^2}{x} \cdot K \quad (4.29)$$

K_i jsou konstanty, které zahrnují okrajové podmínky v proudovém poli. Pro získání bezrozměrností podělíme členy rovnice zvoleným činitelem $c^2/2$ s významem složky setrvačné síly, po dosazení obdržíme rovnici ve tvaru:

$$\frac{-g \cdot H}{\frac{c^2}{x}} \cdot K_4 - \frac{\frac{p}{\rho} \cdot x}{\frac{c^2}{x}} \cdot K_3 + \frac{\frac{v \cdot c}{x^2}}{\frac{c^2}{x}} \cdot K_2 = \frac{\frac{c}{t}}{\frac{c^2}{x}} \cdot K_1 + K \quad (4.30)$$

a po úpravě:

$$\frac{-g \cdot H}{c^2} \cdot K_4 - \frac{p}{\rho \cdot c^2} \cdot K_3 + \frac{v}{c \cdot x} \cdot K_2 - \frac{x}{c \cdot t} \cdot K_1 = K \quad (4.31)$$

Činitelé u K_1 až K_4 jsou bezrozměrné a vyjadřují hlavní podmínky hydrodynamické podobnosti a to kriteria Fr , Eu , Re , Sh :

$$-\frac{1}{Fr^2} \cdot K_4 - Eu \cdot K_3 + \frac{1}{Re} \cdot K_2 - \frac{1}{Sh} \cdot K_1 = K \quad (4.33)$$

Předešlá rovnice je bezrozměrná rovnice charakteristická pro proudové pole. Proudění v hydraulických strojích I a II by měla být podobná, proto je nutné, aby jejich rovnice byly stejné:

$$-\frac{1}{Fr_I^2} \cdot K_{4I} - Eu_I \cdot K_{3I} + \frac{1}{Re_I} \cdot K_{2I} - \frac{1}{Sh_{1I}} \cdot K_{1I} = K_I \quad (4.34)$$

$$-\frac{1}{Fr_{II}^2} \cdot K_{4II} - Eu_{II} \cdot K_{3II} + \frac{1}{Re_{II}} \cdot K_{2II} - \frac{1}{Sh_{1II}} \cdot K_{1II} = K_{II} \quad (4.35)$$

Identická charakteristika rovnic vede k závěru, že odpovídající kriteria hydrodynamické podobnosti se musí navzájem rovnat:

$$Fr_I = Fr_{II}; Eu_I = Eu_{II}; Re_I = Re_{II}; Sh_I = Sh_{II}; \quad (4.36)$$

Také musí platit, že konstanty K obou rovnic musí být ve stejném poměru:

$$\frac{K_{4I}}{K_{4II}} = \frac{K_{3I}}{K_{3II}} = \frac{K_{2I}}{K_{2II}} = \frac{K_{1I}}{K_{1II}} = \frac{K_I}{K_{II}} = konst. \quad (4.37)$$

4.5 Význam odvozených kritérií hydrodynamické podobnosti

Pomocí odvozovacích metod jsem dospěl k hned několika kritériím a to n_b , Eu , Sh , Re , Fr a W . Teoreticky by při návrhu hydrodynamického čerpadla měla být splněna všechna kriteria podobnosti mezi modelem a dílem, ale to v praxi není možné už jen z konstrukčního hlediska nebo vlivem vlastností skutečné kapaliny a komplexního charakteru proudového pole. Proto se při návrhu soustředíme pouze na určitá kritéria pro danou aplikaci důležitá. V oblasti čerpadel mají největší význam kritéria Strouhalovo a Eulerovo, která jsou obsažena v souhrnném kritériu hydrodynamické podobnosti čerpadel – *rychloběžnosti* n_b .

5. Rychloběžnost hydrodynamického čerpadla

Rychloběžnost má zásadní význam nejen pro třídění a klasifikaci čerpadel, ale uplatní se i v oblasti jejich návrhu, zkoušení, typizace. Jak již bylo uvedeno, zahrnuje nejvýznamnější kritéria hydrodynamické podobnosti pro čerpadla, a to Strouhalovo a Eulerovo kritérium.

Hydrodynamické čerpadlo je propojeno s hydraulickým systémem hydraulickými hodnotami Y , Q a s pohonem mechanickými hodnotami M , n . Jakmile je provoz hydrodynamického čerpadla ustálený, nastane mezi hydrodynamikou a mechanikou systému rovnováha.

5.1 Rychloběžnost

Při odvození hydrodynamické rychloběžnosti n_b získáme bezrozměrný vztah, který zahrnuje Sh a Eu kritérium:

$$n_b = \left(\frac{1}{Sh \cdot Eu^{0,75}} \right) = n \cdot \frac{Q^{0,5}}{Y^{0,75}} [1] \quad (5.1)$$

Do vztahu pro rychloběžnost dosazujeme základní jednotky ze soustavy SI a to $n=[s^{-1}]$, $Q=[m^3 \cdot s^{-1}]$, $Y=[J \cdot kg^{-1}]$.

5.1.1 Měrné výkonové otáčky

Při dosazení v **technické měrné soustavě** pro jednotkový výkon $P=1$ [K] a hydraulický spád $H=1$ [m] je vztah označován jako **měrné výkonové otáčky** hydrodynamického čerpadla n_s .

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} [\min^{-1}] \quad (5.2)$$

Do tohoto vztahu dosazujeme v jednotkách $n=[\min^{-1}]$, $Q=[m^3 s^{-1}]$ a $H=[m]$.

5.1.2 Měrné objemové otáčky

Pro technickou měrnou soustavu, když dosadíme do vztahu průtok $Q=1 \text{ [m}^3\cdot\text{s}^{-1}\text{]}$ a $H=1 \text{ [m]}$, je vztah definován jako **měrné objemové otáčky** hydrodynamického čerpadla n_q .

$$n_q = n \cdot \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} [\text{min}^{-1}] \quad (5.3)$$

Do tohoto vztahu dosazujeme v jednotkách $n=[\text{min}^{-1}]$, $Q=[\text{m}^3\text{s}^{-1}]$ a $H=[\text{m}]$.

5.1.3 Přepočtní vztah

Převoditelnost mezi jednotlivými vztahy je definována následovně:

$$n_s = 1214n_b = 3,65n_q \quad (5.4)$$

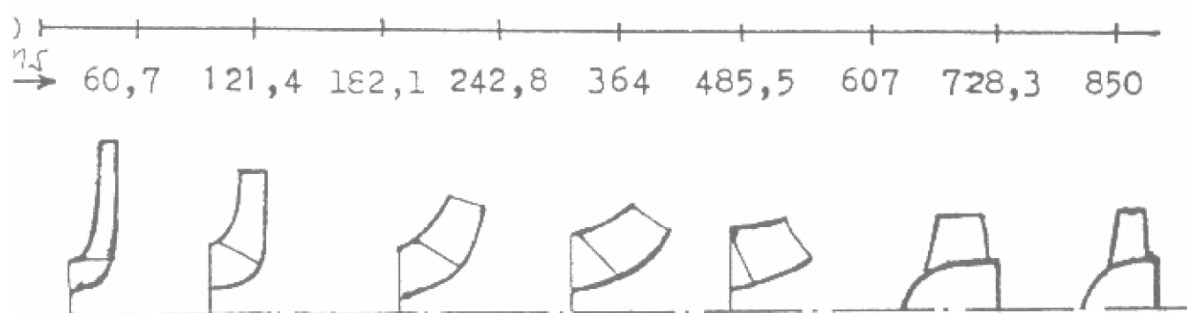
5.2 Význam rychloběžnosti

Dle rychloběžnosti lze např. u čerpadel určit tvar oběžného kola, účinnost čerpadla mechanickou a objemovou a také kavitační oblasti hydrodynamického čerpadla.

5.2.1 Dělení oběžných kol v závislosti na měrných otáčkách n_s [2]

Tvar oběžného kola se mění v závislosti na rychloběžnosti, popřípadě měrných výkonových či objemových otáčkách. Nejnižším hodnotám odpovídá radiální kolo s rovinně zahnutou lopatkou, nejvyšším hodnotám pak kolo axiální:

- Čerpadla radiální $\Rightarrow n_s=(35\div 300) \text{ [min}^{-1}\text{]}$
- Čerpadla diagonální $\Rightarrow n_s=(300\div 550) \text{ [min}^{-1}\text{]}$
- Čerpadla axiální $\Rightarrow n_s=(550\div 1260) \text{ [min}^{-1}\text{]}$



obr. 5.5.1 Závislost specifických otáček na tvaru oběžného kola čerpadla [2]

5.2.2 Závislost objemové účinnosti η_v na měrných objemových otáčkách n_q

Objemová účinnost je dána průsakem kapaliny q mezi těsnicí spárou prstence a oběžným kole. S věnující se hodnotou rychloběžnosti roste i objemová účinnost.

$$\eta_v = \frac{Q}{Q+q} = \frac{1}{1 + \frac{f\left(\frac{1}{n_q}\right)}{Q}} \quad (5.5)$$

Tab. 1 Objemová účinnost odstředivých čerpadel [7]

n_q [min ⁻¹]	10	20	30	40	50	60	70
η_v [-]	0,9418	0,964	0,9712	0,978	0,9793	0,9817	0,9834

5.2.3 Závislost vnitřní mechanické účinnosti η_m na měrných objemových otáčkách n_q

Vnitřní mechanická účinnost je dána diskovými ztrátami P_d a hydraulickým výkonem P_h . Se zvětšující se hodnotou měrných otáček roste i objemová účinnost.

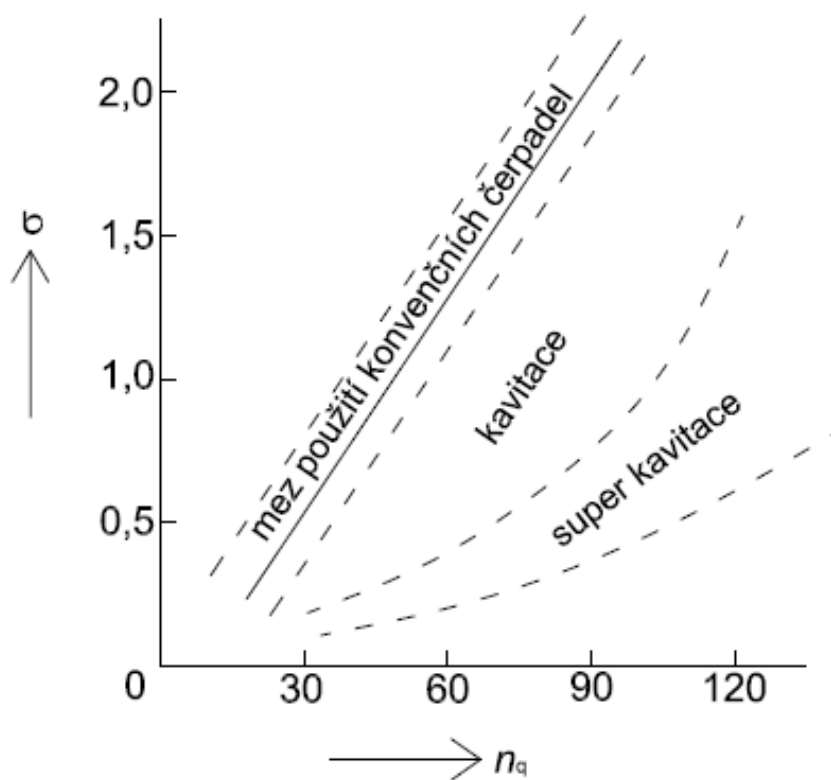
$$\eta_m = \frac{P_h}{P_h + P_d} = \frac{1}{1 + \frac{f\left(\frac{1}{n_q}\right)}{P_h}} \quad (5.6)$$

Tab. 2 Vnitřní mechanická účinnost odstředivých čerpadel [7]

n_q [min ⁻¹]	10	20	30	40	50	60	70
η_m [-]	0,619	0,8666	0,936	0,962	0,976	0,983	0,9876

5.2.4 Závislost σ na měrných objemových otáčkách n_q

Thomův kavitační součinitel σ , který je v závislosti na měrných objemových otáčkách. S rostoucí hodnotou n_q roste i součinitel σ , což je důsledkem poklesu měrné energie rychloběžných čerpadel.



obr. 5.2 Kavitační oblast různých typů hydrodynamických čerpadel ve vztahu k Thomovu kavitačnímu součiniteli [7]

6. Návrh a výpočet oběžného kola

Při výpočtu oběžného kola musím vycházet z požadovaných hydraulických parametrů Q_n , Y_n , n_n a i vlastností čerpané kapaliny, daných hustotou ρ a kinematickou viskozitou ν . Výpočet se opírá o zásady hydrodynamické podobnosti respektované v kritériu rychloběžnosti. Návrh zohledňuje zkušenosti z předcházejících realizací čerpadel, které se promítají do směrných parametrů a zaručí, aby čerpadlo dosáhlo požadované parametry ve stanovené toleranci a zároveň, aby dosáhlo dobrých hydraulických vlastností a maximální účinnosti, stabilní charakteristiku, dobré hodnoty kavitační deprese a tichý chod.

Pro návrh hlavních rozměrů oběžného kola a tvaru lopatky byly použity parametry, které byly spojeny s problematikou požárního čerpadla řešenou v té době na pracovišti, tj. Katedře hydromechaniky a hydraulických zařízení. Numerickým modelováním zde bylo vyšetřováno proudění v radiálním čerpadle, po kterém byly požadovány parametry specifikované v bodě 6.1.1. Cílem následujícího zjednodušeného návrhu bylo ověřit, jaký typ oběžného kola odpovídá zadaným požadavkům.

6.1 Definice základních parametrů

Budu se zabývat výpočtem oběžného kola, které čerpá čistou vodu s teplotou menší než 70 °C.

$$Q_n [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}], Y_n [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}], \rho [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}], \nu [\text{m}^2 \text{s}^{-1}], t [^\circ\text{C}], n_n [\text{s}^{-1}]$$

6.1.1 Zadané parametry:

Objemový průtok čerpadla: $Q_n = 0,06 [dm^3 \cdot s^{-1}]$

Teoretická měrná energie: $Y_t = 345,350 [J \cdot kg^{-1}]$

Hustota čerpané kapaliny: $\rho = 1000 [kg \cdot m^{-3}]$

Kinematická viskozita čerpané kapaliny: $\nu = 1 \cdot 10^{-5} [m^2 \cdot s^{-1}]$

Teplota čerpané kapaliny: $t = 20 [^{\circ}C]$

Jmenovité otáčky: $n_n = 4000 [min^{-1}]$

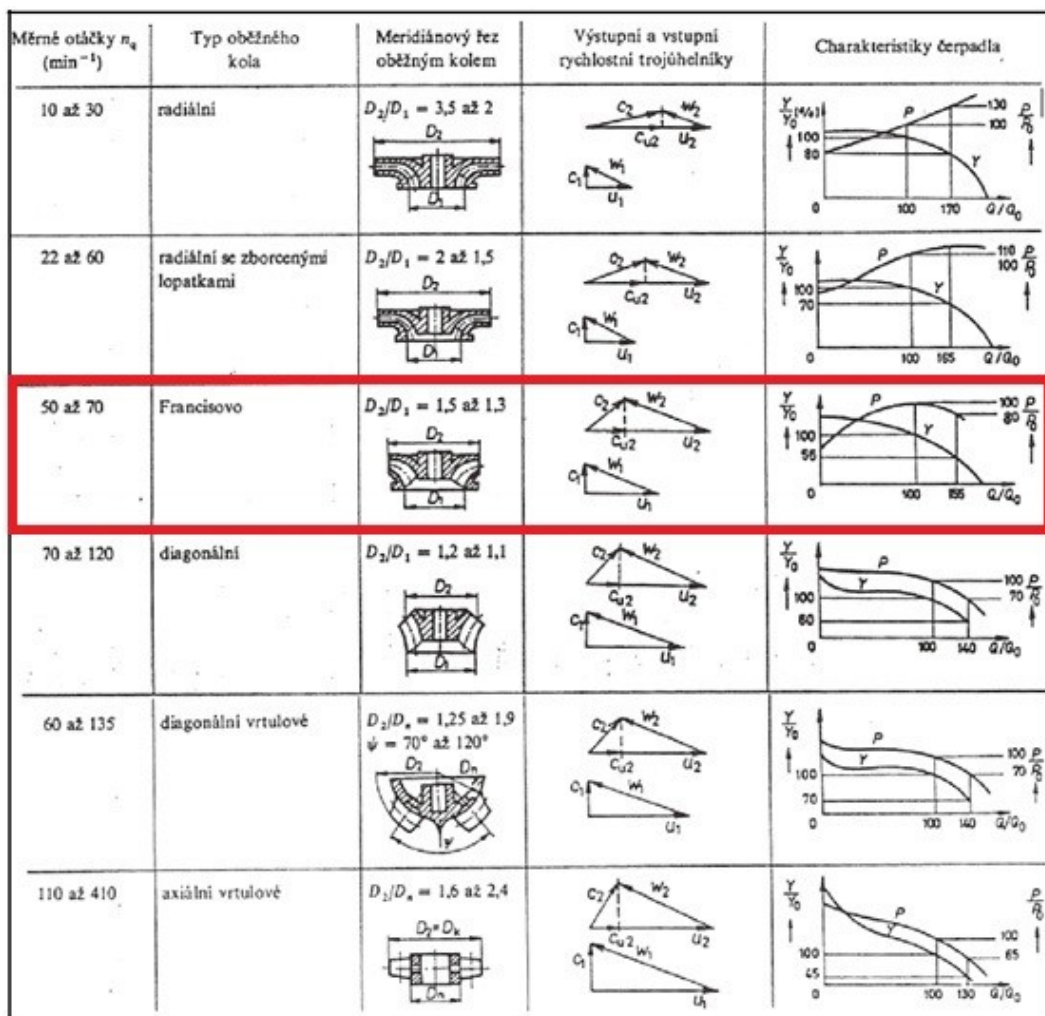
6.1.2 Určení součinitele rychloběžnosti n_b a přepočítání na objemové n_q a výkonové n_s měrné otáčky

Podle velikosti n_b zvolím vhodný typ oběžného kola.

$$n_b = n \cdot \frac{Q_n^{0,5}}{Y_n^{0,75}} = \frac{0,06^{0,5}}{345,35^{0,75}} = 0,205 [1] \quad (6.1)$$

Pro $0,05 \leq n_b \leq 0,2$ \Rightarrow Hodnota n_b se pohybuje na rozhraní radiálního a diagonálního kola. Volím radiální Francisovo oběžné kolo s prostorově zahnutou lopatkou. Dle obr. 6.1 je poměr výstupního a vstupního průměru:

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{135,476}{99,976} = 1,355 [1] \quad (6.2)$$



obr. 6.1 Oblast optimálního použití HS a HD čerpadel vzhledem k n_q [2]

Výpočet objemových otáček n_q :

$$n_q = n \cdot \frac{Q_n^{0,5}}{H_d^{0,75}} = 4000 \cdot \frac{0,06^{0,5}}{35^{0,75}} = 68,175 [\text{min}^{-1}] \quad (6.3)$$

Výpočet výkonostních otáček n_s :

$$n_s = 1214 \cdot n_b = 1214 \cdot 0,205 = 248,87 [\text{min}^{-1}] \quad (6.4)$$

6.1.3 Výpočet dosažitelné účinnosti η_c [%]

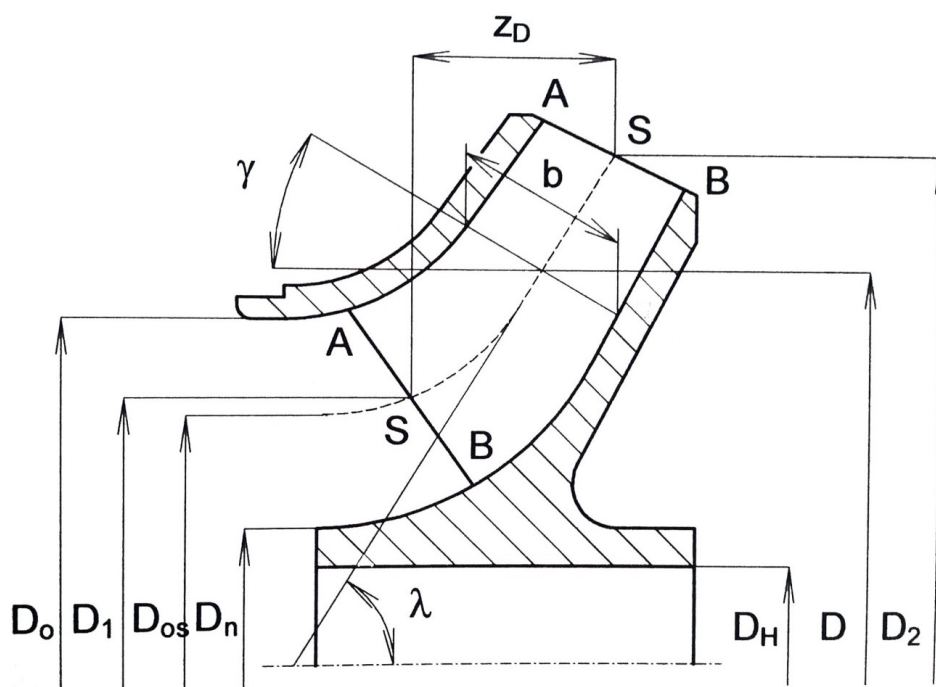
Vztah platí pro: $0,04 \leq n_b \leq 0,33$

$$Q_v < 0,62 \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$$\eta_c = \left[\left(\frac{Q}{0,048} \right)^{0,083} + (0,722 + \log n_b)^3 \right]^{0,5} - \xi = \left[\left(\frac{0,06}{0,048} \right)^{0,083} + (0,722 + \log 0,20530,5 - 0,19) \right]^{0,5} - 0,19 = 0,819 = 81,9 \% \quad (6.5)$$

6.2 Výpočet hlavních rozměrů meridiálního řezu

Návrh spočívá v určení hlavních rozměrů meridiálního řezu a tvaru lopatky.



obr. 6.2 Základní rozměry meridiálního řezu oběžného kola [4]

kde:

- b - šířka kanálu
- D_1 - vstupní průměr
- D_2 - výstupní průměr
- D_H - průměr hřídele
- D_n - průměr náboje
- D_o - průměr hrdla
- D_{os} - průměr střední proudnice
- z_D - posunutí střední proudnice

6.2.1 Výpočet průměru hřídele D_H [mm]

Při návrhu průměru hřídele jsem předpokládal zatížení pouze krouticím momentem. Předběžně budu uvažovat zatížení hřídele pouze krouticím momentem. Z toho důvodu zvolím dovolené namáhání krouticím momentem v rozmezí: $\tau_D = 15$ až 30 [MPa]. Příkon je navýšen o 25% z důvodu možné práce čerpadla za provozním bodem.

Pokud je čerpadlo jednostupňové, uvažujeme hodnotu τ_D vyšší, pro vícestupňové volíme hodnotu τ_D nižší.

Volím dovolené namáhání krouticím momentem $\tau_D = 25$ [MPa]

$$\frac{\pi \cdot D_H^3}{16} = \frac{M_k}{\tau_D} \Rightarrow D_H = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot \rho \cdot Q_n \cdot Y \cdot 1,25}{\pi \cdot \tau_D \cdot \eta_c \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1000 \cdot 0,06 \cdot 343,35 \cdot 1,25}{\pi \cdot 25 \cdot 10^6 \cdot 0,819 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 66,667}} = 24,817 \text{ [mm]} \quad (6.6)$$

Volím průměr hřídele $D_h = 25$ [mm]

6.2.2 Výpočet průměru náboje před a za oběžným kolem D_n, D_n' [mm]

Pro výpočet průměru náboje platí vztahy:

$$D_n \cong (1,35 \div 1,5) \cdot D_H \Rightarrow D_n = 1,4 \cdot D_h = 1,4 \cdot 25 = 35 \text{ [mm]} \quad (6.7)$$

$$D_n' \cong (1,3 \div 1,6) \cdot D_H \Rightarrow D_n' = 1,6 \cdot D_h = 1,6 \cdot 25 = 40 \text{ [mm]} \quad (6.8)$$

6.2.3 Výpočet teoretické hodnoty průtoku Q_{vt} [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

Návrhovou hodnotu průtoku Q_v navýšíme o objemové ztráty o 3% až 5%.

$$Q_{vt} = (1,03 \div 1,05) \cdot Q_n \Rightarrow Q_{vt} = 1,04 \cdot Q_n = 1,04 \cdot 0,06 = 0,624 \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (6.9)$$

6.2.4 Výpočet meridiální rychlosti c_{m1} [$m \cdot s^{-1}$]

Ve všech průřezích musí být splněna rovnice kontinuity:

$$Q_{vt} = S \cdot c_m \quad (6.10)$$

Meridiální rychlost v hrdle c_{m0} uvažujeme stejnou jako meridiální rychlost na vstupu do oběžného kola, tj. c_{m1} .

$$c_{m0} = c_{m1} = K_{m1} \sqrt{2Y_t} = 0,249 \sqrt{2 \cdot 343,35} = 6,551 [m \cdot s^{-1}] \quad (6.11)$$

kde K_{m1} je směrný parametr, daný vztah platí pro $n_b > 0,1647$

$$K_{m1} = 0,227 + 0,574(n_b - 0,1647) = 0,227 + 0,574(0,205 - 0,1647) = 0,249 [1] \quad (6.12)$$

6.2.5 Výpočet průměru hrdla oběžného kola D_0 [mm]

Pro průměr hrdla D_0 platí vztah odvozený z rovnice kontinuity. Uvažovanou plochou v této rovnici je plocha mezikruží vymezena průměrem D_0 a d_n :

$$S_0 = \frac{\pi(D_0^2 - d_n^2)}{4} = \frac{\pi(115,558^2 - 35^2)}{4} = 925,780 [mm^2] \quad (6.13)$$

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{vt}}{c_{m0} \cdot \pi} + d_n^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0624}{6,551 \cdot \pi} + 0,035^2} = 0,1156 [m] = 115,558 [mm] \quad (6.14)$$

6.2.6 Výpočet průměru střední proudnice D_{0s} [mm]

Průměr D_{0s} vymezuje mezikruží, jehož plocha je polovinou plochy S_0 .

$$\frac{1}{2}(D_0^2 + d_n^2) = D_{0s}^2 - d_n^2$$

$$D_{0S} = \sqrt{\frac{D_0^2 + D_n^2}{2}} = \sqrt{\frac{115,558^2 + 35^2}{2}} = 85,337 \text{ [mm]} \quad (6.15)$$

6.2.7 Výpočet vstupního průměru oběžného kola D_1 [mm]

Vstupní průměr D_1 pro šikmou hranu lopatky se vypočte dle empirického vzorce:

$$D_1 = D_{0S} + K \cdot (D_0 - D_{0S}) = 85,337 + 0,484 \cdot (115,558 - 85,338) = 99,976 \text{ [mm]} \quad (6.16)$$

kde:

$$K = 0,59 + 0,47 \cdot \cos(1255 \cdot n_b) = 0,59 + 0,47 \cdot \cos(1255 \cdot 0,205) = 0,484$$

Musí být splněna podmínka:

$$D_{0S} < D_1 < D_0 \rightarrow 85,377 < 99,978 < 115,558 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

6.2.8 Výpočet unášivé rychlosti na vstupu do oběžného kola u_1 [m.s⁻¹]

$$u_1 = \frac{D_1}{2} \cdot \omega = D_1 \cdot \pi \cdot n = 0,099 \cdot \pi \cdot 66,667 = 20,939 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (6.17)$$

6.2.9 Výpočet odhadovaného úhlu lopatky β_1 [°]

$$\tan \beta_1 = \frac{c_{m1}}{u_1 - a} = \frac{6,551}{20,939 - 0} = 0,313 \text{ [rad]} = 19,924 [^\circ] \quad (6.17)$$

Parametr a volíme v rozmezí $(0 \div 0,3) \Rightarrow$ volím parametr $a=0$ [1]

6.2.10 Výpočet vstupní šířky oběžného kola b_1 [mm]

$$b_1 = \frac{Q_{vt}}{\pi \cdot D_1 \cdot \varphi_1 \cdot c_{m1}} = \frac{0,0624}{\pi \cdot 0,099 \cdot 0,8 \cdot 6,551} = 0,037 \text{ [m]} = 36,451 \text{ [mm]} \quad (6.17)$$

kde φ_1 volíme v rozsahu:

$$\varphi_1 = (0,75 \div 0,85) \Rightarrow \text{volím } \varphi_1 = 0,8$$

6.2.11 Stanovení hydraulické účinnosti η_h [%]

$$\begin{aligned} \eta_h &= \sqrt{\eta_c} - (0,02 \div 0,04) \Rightarrow \eta_h = \sqrt{\eta_c} - 0,03 = \sqrt{0,819} - 0,03 = 0,875 [1] \\ &= 87,5 [\%] \end{aligned} \quad (6.18)$$

6.2.12 Výpočet unášivé rychlosti na výstupu z oběžného kola u_2 [m.s⁻¹]

$$u_2 = K_{u2} \cdot \sqrt{2 \cdot Y} \sqrt{\frac{0,84}{\eta_h}} = 1,105 \cdot \sqrt{2 \cdot 343,35} \sqrt{\frac{0,84}{0,875}} = 28,374 [m \cdot s^{-1}] \quad (6.19)$$

Unášivou rychlost u_2 vypočítáme pomocí směrového parametru K_{u2} :

$$\begin{aligned} K_{u2} &= (0,875 \div 0,89) + 1,1 \cdot n_b \Rightarrow K_{u2} = 0,88 + 1,1 \cdot n_b = 0,88 + 1,1 \cdot 0,205 \\ &= 1,105 [1] \end{aligned} \quad (6.20)$$

6.2.13 Výpočet výstupního průměru oběžného kola D_2 [mm]

$$D_2 = \frac{u_2}{\pi \cdot n} = \frac{28,374}{\pi \cdot 66,667} = 0,135 [m] = 135,476 [mm] \quad (6.21)$$

6.2.14 Výpočet meridiální rychlosti na výstupu z oběžného kola c_{m2} [m.s⁻¹]

$$c_{m2} = K_{m2} \cdot \sqrt{2 \cdot Y} = 0,215 \cdot \sqrt{2 \cdot 343,35} = 5,609 [m \cdot s^{-1}] \quad (6.22)$$

Kde K_{m2} je směrný parametr, daný vztah platí pro $n_b > 0,1647$

$$\begin{aligned} K_{m2} &= 0,192 + 0,8(n_b - 0,1647)^{1,1} = 0,192 + 0,8(0,205 - 0,1647)^{1,1} \\ &= 0,215 [1] \end{aligned} \quad (6.23)$$

6.2.15 Výpočet šířky kanálu na výstupu z oběžného kola b_2 [mm]

$$b_2 = \frac{Q_n}{\pi \cdot D_2 \cdot c_{m2} \cdot \varphi_2} = \frac{0,06}{\pi \cdot 0,135 \cdot 5,639 \cdot 0,9} = 0,0277 \text{ [m]} = 27,774 \text{ [mm]} \quad (6.24)$$

kde φ_2 volíme v rozsahu:

$$\varphi_2 = (0,85 \div 0,95) \Rightarrow \text{volím } \varphi_2 = 0,9$$

6.2.16 Parametr zakřivení střední proudnice z_d [mm]

pro $n_b < 0,247$

$$\begin{aligned} z_d &= D_2 \cdot [0,17 \cdot \sin^{1,2}(364 \cdot n_b)] + \frac{b_2}{2,2} = 135,476 \cdot [0,17 \cdot \sin^{1,2}(364 \cdot 0,205)] \cdot \frac{27,775}{2,2} \\ &= 34,657 \text{ [mm]} \end{aligned} \quad (6.25)$$

6.2.17 Výpočet výstupního úhlu lopatky β [°]

Vycházíme z teorie čerpadlové rovnice:

$$Y_{t\infty} = u_2 \cdot c_{u2\infty} \quad (6.26)$$

Z rychlostního trojúhelníku pro výstup z kola platí:

$$tg\beta = \frac{c_{m2}}{u_2 - \frac{(1+p) \cdot Y}{u_2 \cdot \eta_h}} = \frac{5,609}{28,374 - \frac{(1+0,25) \cdot 345,35}{28,374 \cdot 0,875}} = 0,499 \text{ [rad]} = 27,493 \text{ [°]} \quad (6.27)$$

kde p je parametr snížení výkonu v důsledku konečného počtu lopatek, ležící v intervalu $0,25 \div 0,35$ volím parametr $p = 0,25$

6.2.18 Výpočet a návrh počtu lopatek v oběžném kole čerpadla z [1]

$$z = k \cdot \frac{D_1 + D_2}{D_2 - D_1} \cdot \sin\left(\frac{D_1 + D_2}{2}\right) = 5,7 \cdot \frac{0,999 + 0,135}{0,135 - 0,999} \cdot \sin\left(\frac{0,999 + 0,135}{2}\right) = 15,094 [1] \quad (6.28)$$

Parametr k volím v rozmezí $k=(5,2 \div 6,5) \Rightarrow$ volím $k=5,7 [1]$

Dle výpočtu vyšel počet lopatek $z = 15,094[1]$. Počet lopatek v radiálním kole oběžného čerpadla volíme z konstrukčního hlediska v rozmezí $z=(4 \div 8)$ lopatek \Rightarrow volím $z=6 [-]$ lopatek v oběžném kole.

6.2.19 Výpočet šířky lopatky s_1, s_2 [mm]

$$\begin{aligned} s_1 = s_2 &= D_2 \cdot (0,015 \div 0,025) \Rightarrow s_{1,2} = D_2 \cdot 0,015 = 135,476 \cdot 0,015 \\ &= 2,032 [mm] \end{aligned} \quad (6.29)$$

6.3 Přepočet parametrů ovlivňující tvar lopatky

Na základě počtu lopatek vypočítáme, přepočítáme tyto parametry:

$$\varphi'_1[1], \varphi'_2[1], c'_{m1}[m \cdot s^{-1}], c'_{m2}[m \cdot s^{-1}], \beta'_1[^\circ], \beta'_2[^\circ]$$

Na tento přepočet použijeme iterační metodu, dokud výsledné hodnoty nezačnou konvergovat. Výpočet se zastavil u pátého kroku, kdy hodnoty začaly konvergovat.

6.3.1 Výpočet součinitele kontrakce $\varphi'_1, \varphi'_2 [-]$

Pro součinitel zúžení s oběžným kolem s prostorově zakřivenými lopatkami platí vztah:

$$\varphi'_1 = 1 - \frac{z \cdot s \cdot \sqrt{1 + tg^2 \varepsilon_1 \cdot \cos^2 \beta_1}}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_1} = 1 - \frac{6 \cdot 2,031 \cdot \sqrt{1 + tg^2 10 \cdot \cos^2}}{\pi \cdot 0,099 \cdot \sin} = 0,862 [1] \quad (6.30)$$

$$\varphi'_2 = 1 - \frac{z \cdot s \cdot \sqrt{1 + tg^2 \varepsilon_2 \cdot \cos^2 \beta_2}}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2} = 1 - \frac{6 \cdot 2,031 \cdot \sqrt{1 + tg^2 10 \cdot \cos^2}}{\pi \cdot 0,135 \cdot \sin} = 0,938 [1] \quad (6.31)$$

Vstupní a výstupní sklon lopatky $\varepsilon_{1,2}$ volíme v rozmezí ($10 \div 15^\circ$) \Rightarrow volím $\varepsilon_{1,2} = 10^\circ$

6.3.2 Přepočet meridiální rychlosti $c_{m1}, c_{m2} [m \cdot s^{-1}]$

$$c'_{m1} = \frac{Q_n}{\pi \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot \varphi'_1} = \frac{0,06}{\pi \cdot 0,099 \cdot 0,0365 \cdot 0,862} = 6,076 [m \cdot s^{-1}] \quad (6.32)$$

$$c'_{m2} = \frac{Q_n}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \varphi'_2} = \frac{0,06}{\pi \cdot 0,135 \cdot 0,028 \cdot 0,938} = 5,628 [m \cdot s^{-1}] \quad (6.33)$$

6.3.3 Přepočet vstupního a výstupního úhlů β_1 a $\beta_2 [^\circ]$

$$tg \beta'_1 = \frac{c'_{m1}}{u_1 \cdot (1-a)} = \frac{6,076}{20,939 \cdot (1-0)} = 0,290 [rad] = 16,623 [^\circ] \quad (6.34)$$

Parametr a volíme v rozmezí ($0 \div 0,3$) \Rightarrow volím parametr $a=0$

$$tg \beta'_2 = \frac{c'_{m2}}{u_2 \cdot \frac{-(1+p) \cdot Y_t}{u_2 \cdot \eta_h}} = \frac{5,628}{\frac{-(1+0,207) \cdot 343,35}{28,374 \cdot 0,875}} = 0,481 [rad] = 27,571 [^\circ] \quad (6.35)$$

Parametr p [-] je parametr snížení výkonu v důsledku konečného počtu lopatek. Pro vypočtené hodnoty vstupní a výstupní průměry oběžného kola.

$$p = 2 \cdot \lambda \cdot \frac{1}{z \cdot \left[1 + \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\right]} = 2 \cdot 0,57 \cdot \frac{1}{6 \cdot \left[1 + \left(\frac{0,099}{0,135}\right)^2\right]} = 0,207 [1] \quad (6.36)$$

kde parametr λ vypočteme:

$$\lambda = (0,55 \div 0,68) + 0,6 \cdot \sin \beta_2 \Rightarrow \lambda = 0,68 + 0,6 \cdot \sin \beta_2 = 0,68 + 0,6 \cdot \sin 0,479 = 0,57 [-] \quad (6.37)$$

6.4 Kontrola měrné energie Y [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]

Je nutné provést kontrolní výpočet měrné energie, zda navržené oběžné kolo dodá požadovanou hodnotu měrné energie pro dané zadání.

Odvození rovnice:

$$Y = \frac{Y_{t\infty}}{(1+p)} \cdot \eta_h = \frac{u_2 \cdot c_{u2\infty}}{1+p} \cdot \eta_h \quad (6.38)$$

Pomocí rychlostních trojúhelníků vyjádříme neznámou $c_{u2\infty}$:

$$\frac{c_{m2}}{\omega_{u2}} = \operatorname{tg} \beta_2 \Rightarrow \omega_{u2} = \frac{c_{u2}}{\operatorname{tg} \beta_2} \quad (6.39)$$

$$c_{u2} = u_2 - \omega_{u2} = u_2 - \frac{c_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_2} \quad (6.40)$$

Po dosazení do rovnice pro výpočet měrné energie dostávám vztah:

$$Y = \frac{u_2 \cdot \left(u_2 - \frac{c_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_2}\right)}{1+p} \cdot \eta_h = \frac{u_2^2 - \frac{u_2 \cdot c_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_2}}{1+p} \cdot \eta_h = \frac{28,374^2 - \frac{28,374 \cdot 5,639}{\operatorname{tg}}}{1+0,206} \cdot 0,875$$

$$= 362,19 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (6.41)$$

Musí být splněna podmínka:

$$Y_n \leq Y \rightarrow 343,35 \leq 362,19 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Navrhnuté Francisovo oběžné kolo vyhovuje dle podmínky $Y_n \leq Y$ tudíž splňuje vstupní zadané parametry. Návrhová hodnota měrné energie je překročena o cca 5,5 %.

6.4.1 Výpočet radiální síly v čerpadle F_o [N]

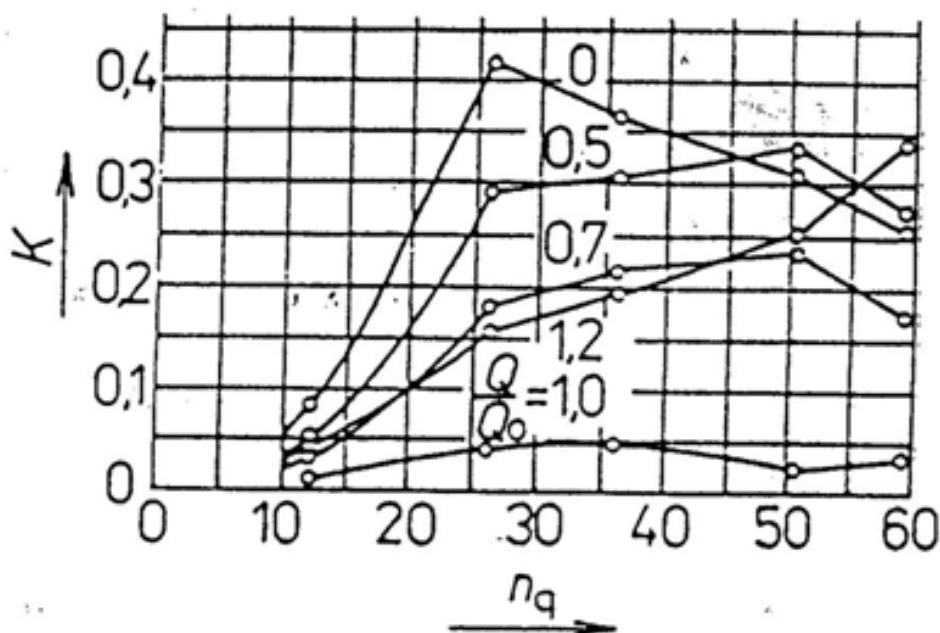
Radiální síly vznikají jako důsledek statického tlaku v tělese čerpadla. Proto také může docházet k axiálním odchylkám mezi oběžným kolem a tělesem čerpadla. Radiální síla vzniká v důsledku nerovnoměrného rozložení tlaku a hybnosti kapaliny na výstupu z oběžného kola a

mění se v závislosti na průtoku čerpadla. Radiální síly jsou příčinou průhybu hřídele u odstředivých čerpadel.

Vztah pro výpočet radiální síly:

$$F_o = K \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (6.42)$$

Kdy součinitel K je určen v závislosti na typu oběžného kola (n_q) a poměrném průtoku čerpadla $\frac{Q}{Q_n}$ viz obr. 6.3.



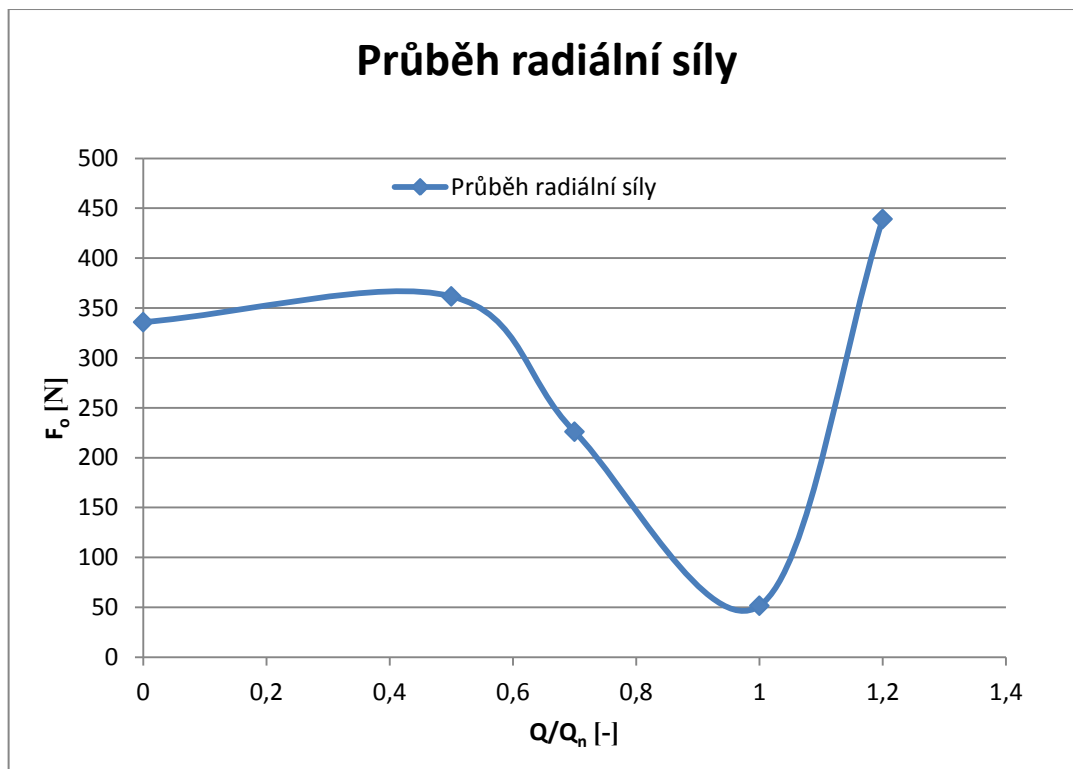
obr. 6.3 Součinitel radiální síly spirálních jednostupňových odstředivých čerpadel [1]

Tab. 3 Výpočet radiální síly v čerpadle

$Q/Q_n [1]$	$K [1]$	$F_o [N]$
1,2	0,34	439,263
1	0,04	51,678
0,7	0,175	226,0912
0,5	0,28	361,746
0	0,26	335,907

Vzorový výpočet pro Q/Q_n rovno 1,2 [1] :

$$F_o = K \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2 = 0,34 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 35 \cdot 0,135 \cdot 0,028 = 439,263 \text{ [N]} \quad (6.43)$$



Graf 6.1 Průběh radiální síly v oběžném jednostupňovém čerpadle se spirálou

Dle grafu 6.1 je patrné, že radiální síla je nejmenší při navrženém průtoku $60 \text{ [dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$, proto je vhodné provozovat čerpadlo při tomto průtoku, snižuje se tak opotřebení ložisek.

6.5 Konformní návrh zborcené oběžné lopatky

Pro grafickou konstrukci zborcené lopatky jsem zvolil *konformní návrh*. Detailní popis konstrukce zborcené oběžné lopatky je popsán v literatuře [7].

6.5.1 Určení obrysu meridiálního řezu

Hydraulický návrh je proveden pomocí graficko-početního postupu. Hlavní rozměry oběžného kola dávají meridiální obrys oblíny, která je vymezena sacím a ucpávkovým diskem. Proudové plochy jsou tvořeny okrajovými disky. Průsečnice proudových ploch

s meridiální rovinou jsou meridiální proudnice. U jednorozměrného návrhu je předpokládán postup, že ke změně meridiální rychlosti dochází pouze podél střední proudnice [7].

Tab. 4 Konstrukční rozměry meridiálního řezu

	l_d [mm]		r [m]	d [m]	φ_d [rad]	c_{md} [m.s ⁻¹]	b_a [m]	b_d [mm]
l_{d1}	7,094763	d_1	0,04303	0,08606	0,869042	6,47026	0,041046	41,04601
l_{d2}	16,55445	d_2	0,04385	0,0877	0,877929	6,362126	0,040548	40,54835
l_{d3}	23,64921	d_3	0,04517	0,09034	0,884595	6,282697	0,039561	39,5607
l_4	33,1089	d_4	0,04701	0,09402	0,893483	6,175519	0,038287	38,28731
l_{d5}	40,20366	d_5	0,04935	0,0987	0,900149	6,095135	0,036679	36,67922
l_{d6}	49,66334	d_6	0,05219	0,10438	0,922995	5,987956	0,03443	34,4302
l_{d7}	56,75811	d_7	0,05547	0,11094	0,915702	5,907572	0,033097	33,0966
l_{d8}	66,21779	d_8	0,05916	0,11832	0,92459	5,800393	0,031302	31,30186
l_{d9}	73,31256	d_9	0,06319	0,12638	0,931255	5,720009	0,029505	29,50468
$l_{d10} = l_c$	80,40732	d_{10}	0,0674	0,1356	0,937921	5,639625	0,027692	27,69227

Za předpokladu, že meridiální rychlost c_m a součinitel kontrakce φ se mění mezi vstupem a výstupem lineárně podél střední proudnice, vypočítáme průměr kružnic (šířku kanálu b), jejichž obálka vymezuje meridiální řez. Středky těchto kružnic leží na střední proudnici na zvolených průměrech d [mm].

Vzorový výpočet pro první bod:

Výpočet součinitele kontrakce φ_{d1} [rad]:

$$\varphi_{d1} = \varphi'_1 + \frac{\varphi'_2 - \varphi'_1}{l_c} \cdot l_{d1} = 0,862 + \frac{0,938 - 0,862}{80,407} \cdot 7,094 = 0,869 \text{ [rad]} \quad (6.44)$$

Kde l_c [mm] je délka střední proudnice a l_d [mm] je délka střední proudnice od vstupu po daný bod.

Výpočet meridiální rychlosti c_{md1} [m.s⁻¹]:

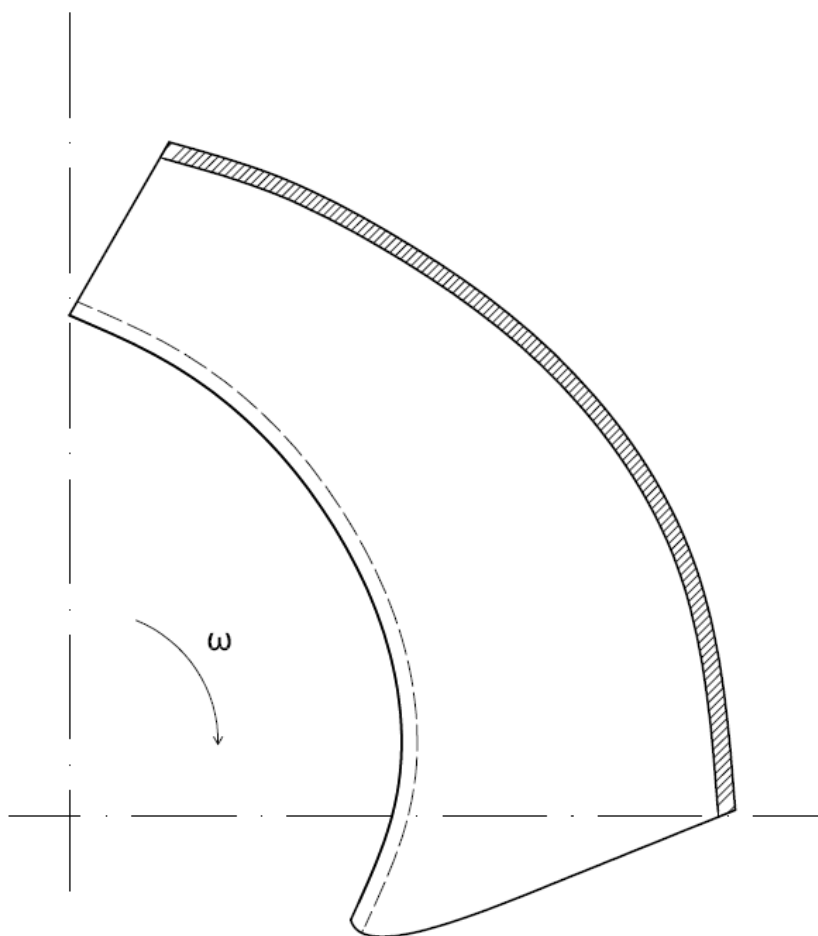
$$c_{md1} = c'_{m1} + \frac{c'_{m2} - c'_{m1}}{l_c} \cdot l_d = 6,076 + \frac{5,628 - 6,076}{80,407} \cdot 0,869 = 6,470 [m \cdot s^{-1}] \quad (6.45)$$

Výpočet šířky kanálu v řezu b_1 [mm]

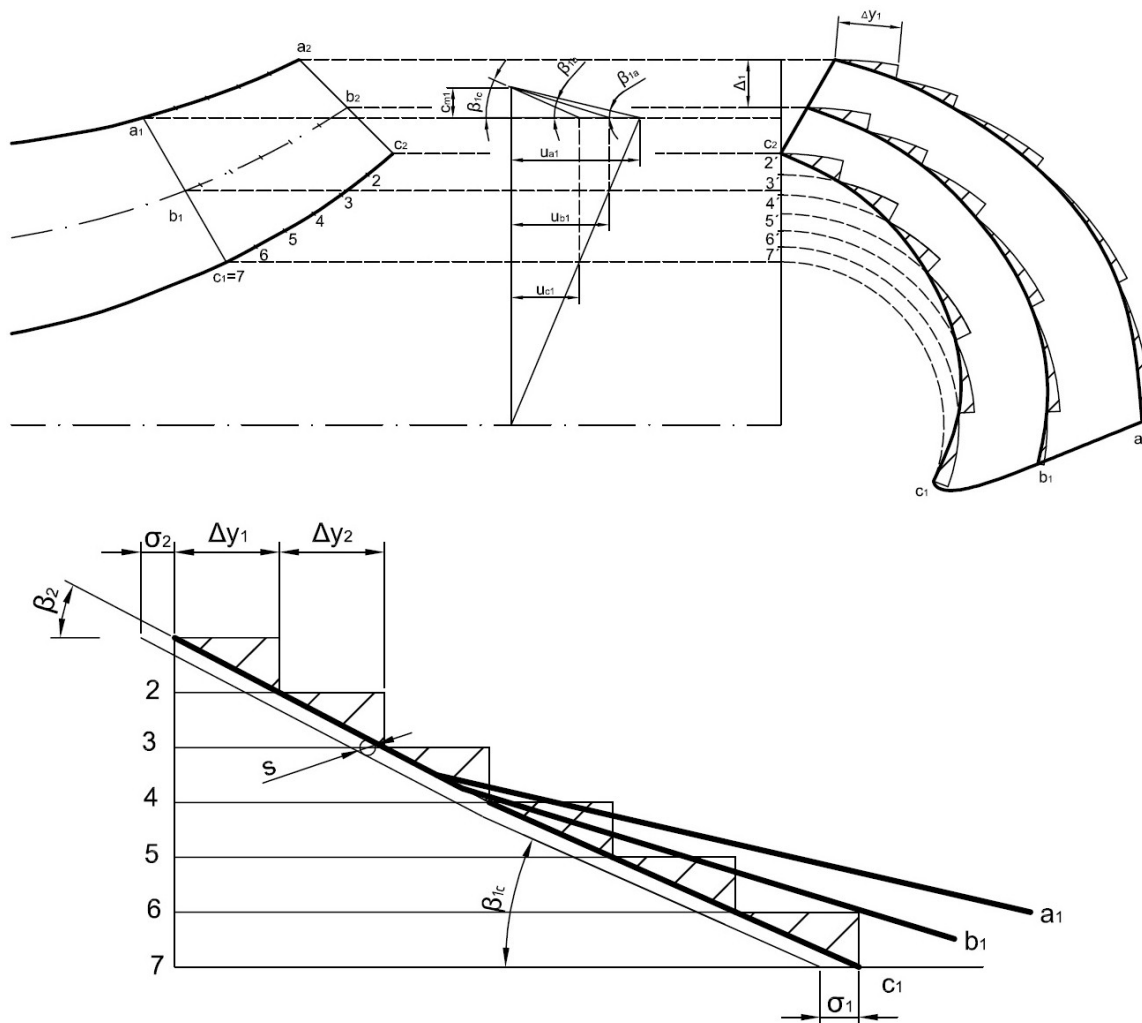
$$b_{d1} = \frac{Q_{vt}}{\pi \cdot d_1 \cdot c_{md1} \cdot \varphi_{d1}} = \frac{0,0624}{\pi \cdot 0,086 \cdot 6,470 \cdot 0,869} = 0,041 [m] = 41,046 [mm] \quad (6.46)$$

6.5.2 Grafické zobrazení konformního návrhu zborcené lopatky

Pomocí konformní metody návrhu zborcené lopatky jsem zhotovil výkres viz. příloha 5, schéma lopatky (obr. 6.5) a konstrukční schéma meridiálního řezu s konstrukcí zborcené lopatky (obr. 6.4). Konstrukci zborcené lopatky jsem zhotovil dle postupu, který uvádí Bláha, Brada ve své knize [7].



obr. 6.4 Schéma zborcené lopatky



obr. 6.5 Schéma návrhu zborcené oběžné lopatky konformním způsobem

6.6 Vyhodnocení výpočtu a návrhu oběžného kola

Ze zadaných hodnot jsem provedl výpočet a následně grafické znázornění lopatky oběžného kola. Dle výpočtu vychází Francisovo oběžné kolo se zborcenou lopatkou. Vypočtené a navržené Francisovo oběžné kolo se zborcenou lopatkou ale neodpovídá reálnému radiálnímu kolu požárního čerpadla, které původně bylo navrženo pro jiné jmenovité parametry.

Podle poskytnutých údajů byly původní návrhové hodnoty:

Objemový průtok čerpadla:

$$Q_n = 0,02 [dm^3 \cdot s^{-1}]$$

Teoretická měrná energie: $Y_t = 981 [J \cdot kg^{-1}]$

Jmenovité otáčky: $n = 3000 [min^{-1}]$

Těmto parametrům odpovídá hodnota rychloběžnosti $n_b = 0,0403[1]$

Čerpadlo je však při požárních soutěžích provozováno při parametrech, které se od návrhových výrazně liší. Pokud by tyto parametry měly odpovídat jmenovitým, vedly by k návrhu odlišného typu oběžného kola, jak vyplývá z předchozího výpočtu.

6.6.1 Srovnání oběžných kol

Tab. 5 Srovnání hlavních rozměrů oběžných kol

	D ₂	D ₀	D _n	b ₂
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
Oběžné kolo požárního čerpadla	224,5	110	40	15,81
Vypočtené oběžné kolo	135,476	115,557	35	27,775

Po srovnání rozměrů a typu skutečného oběžného kola požárního čerpadla a vypočteného oběžného kola je patrné, že původní kolo není navrženo tak, aby splňovalo požadované parametry. Proto se při spuštění dostává do kavitačního režimu a dochází ke stržení charakteristiky. Parametry, které jsou požadovány, splňuje vypočtené oběžné kolo odlišného typu. Vypočtené oběžné kolo odpovídá Francisou oběžnému kolu a to se od reálného radiálního oběžného kola výrazně liší.

7. CFD Analýza oběžného kola

Možnosti CFD analýzy byly ověřeny na skutečném kole požárního čerpadla, pro které byla dostupná kompletní geometrie zahrnující vstupní část, rotor a stator sestávající z rozvaděče a spirály. Kolo je radiálního typu se zakřivenými lopatkami.

7.1 Úvod do problematiky CFD analýzy v programu Fluent

Jedním z nástrojů pro vyšetření proudových polí v komplexní geometrii je numerické modelování. Pomocí numerického modelování provádíme simulace a výpočty daných fyzikálních jevů, které by při experimentálním měření byly velmi nákladné, popřípadě i nemožné.

Při numerickém modelování matematicky popíšeme daný přenosový jev v programu Fluent. Předpoklad numerického řešení problému je znalost projektanta z oblasti fyziky, hydrodynamiky, termodynamiky a dalších vědních oborů v závislosti na složitosti daného problému.

Proudění tekutiny je provázáno řadou problémů, jež musíme vyřešit a matematicky popsat, a to například:

- laminární a turbulentní proudění v dané geometrii
- stlačitelnost kapaliny
- přenos tepla a chemických příměsí
- vícefázové proudění
- chemické reakce
- radiace, šíření hluku, atd.

Výše uvedené děje matematicky popíšeme soustavou vhodných parciálních rovnic a pomocí numerických metod, nejčastěji metodou konečných objemů, hledáme řešení. Pro správnost výpočtu je nutné znát všechny vstupní údaje, z kterých sestavíme správný matematický model pro danou aplikaci a také definujeme okrajové a počáteční podmínky.

Po provedení numerického výpočtu je nutné vhodně interpretovat výsledky výpočtu pro další využití a zpracování, protože u složitých trojrozměrných aplikací je značně obtížné jejich vyhodnocení. Proto je vhodné porovnávat výpočet s fyzikálním experimentem, údaji

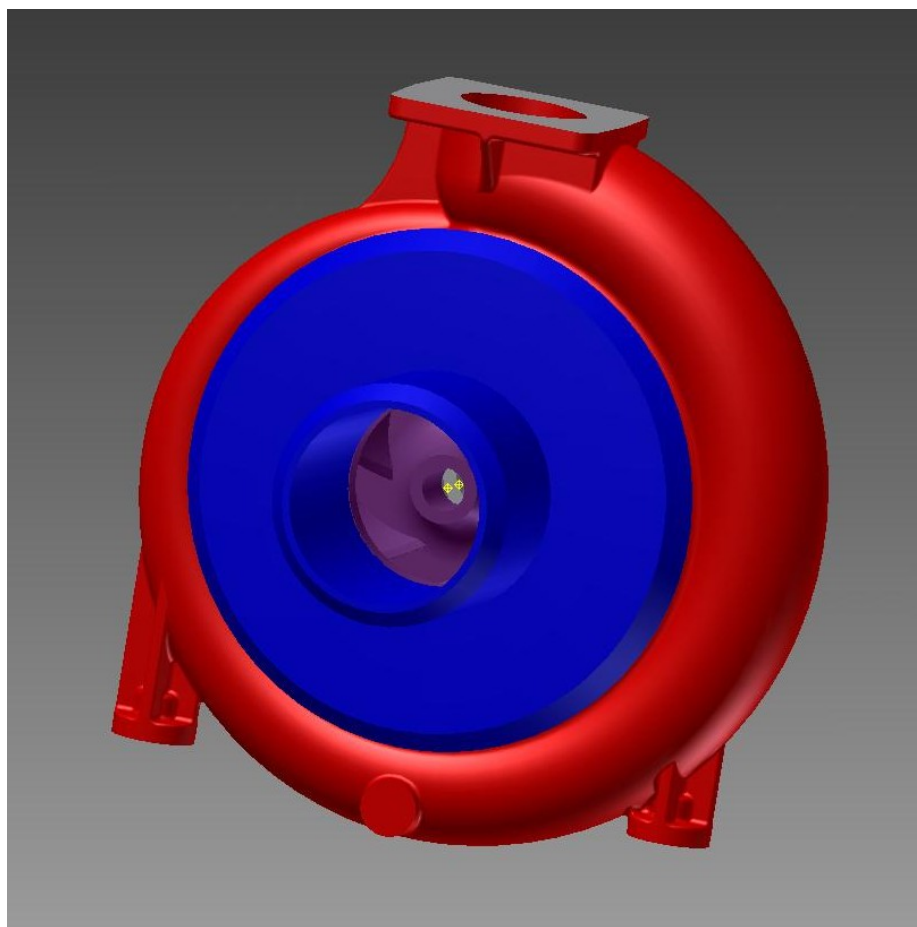
v literatuře nebo alespoň s orientačními vypočtenými hodnotami pomocí zjednodušených metod.

7.2 Aplikace CFD analýzy na danou problematiku

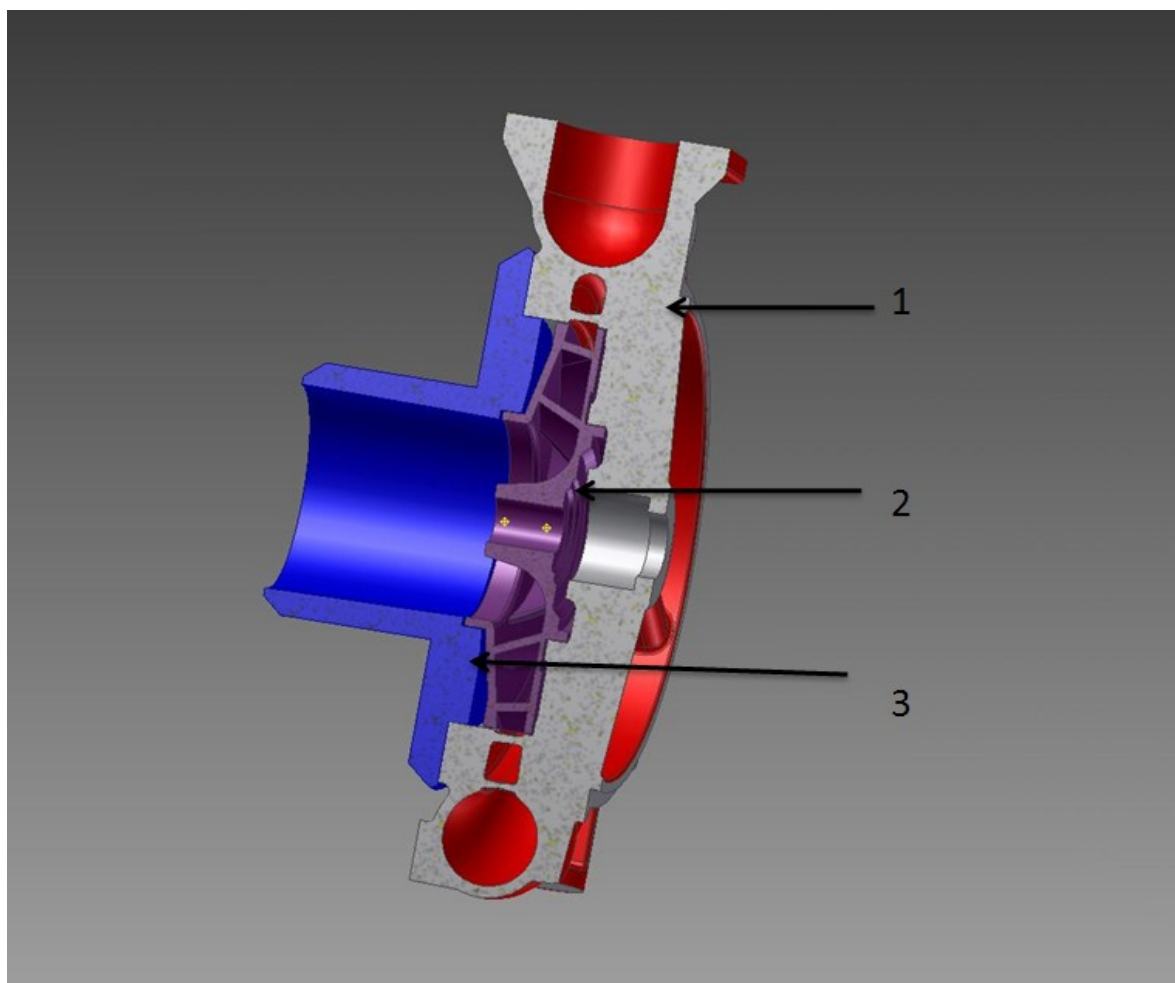
V mém daném případě bylo předmětem numerického modelování proudění vody v oběžném kole hydrodynamického čerpadla. Jedná se o úlohu trojrozměrnou, modelovanou jako časově nezávislou. Úlohu jsem řešil pomocí programu Workbench a Fluent.

7.3 Geometrie výpočtové oblasti

3D geometrie čerpadla, zahrnující vstupní část, oběžné kolo, rozvaděč a spirálu byla dodána v datovém souboru, který je možné přímo načíst do programu Workbench jako vstupní geometrii pro numerický výpočet, viz obr. 7.1.



obr. 7.1 Sestava hydrodynamického čerpadla



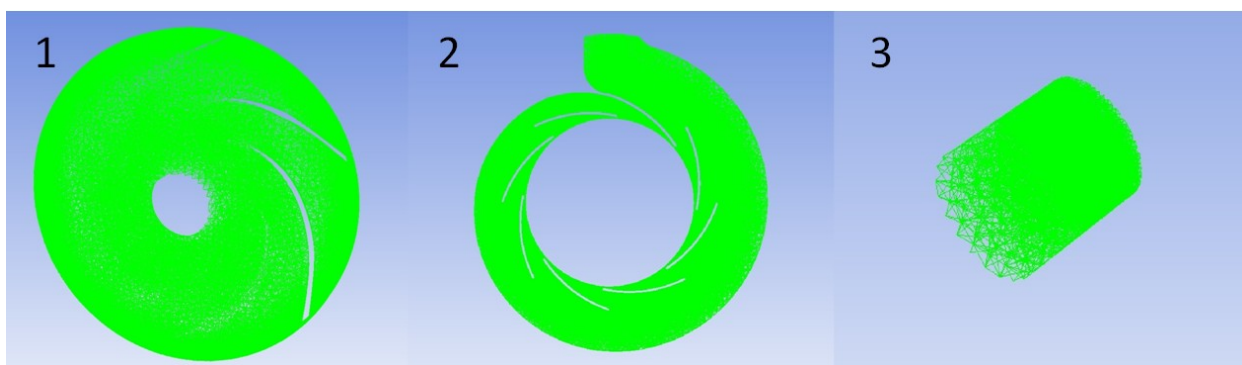
Obr. 7.2 Příčný řez hydrodynamického čerpadla

Na Obr. 7.2 je v příčném řezu jsou vyobrazeny hlavní části čerpadla:

1. spirála s rozvaděčem
2. oběžné kolo
3. vstupní hrdlo

7.4 Výpočetní síť

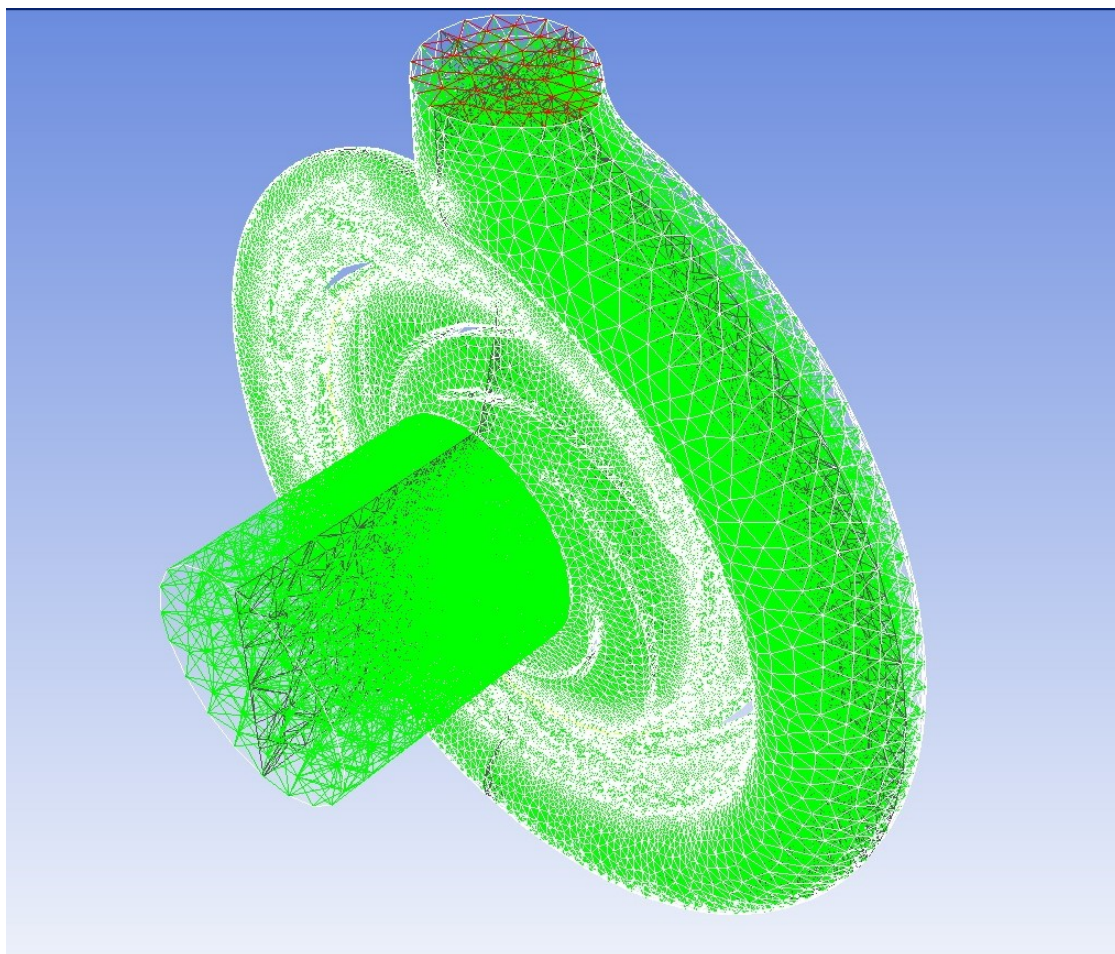
Výpočetní síť byla vytvořena v programu Workbench. Po té byla vyexportována a otevřena v programu Ansys Fluent. Výpočetní síť obsahuje 3 400 319 buněk. Síť byla zhotovena metodou Tetrahedrons, tedy pomocí metody malých trojúhelníků.



obr. 7.3 Vygenerovaná síť oběžného kola, spirály s rozvaděčem a hrdla

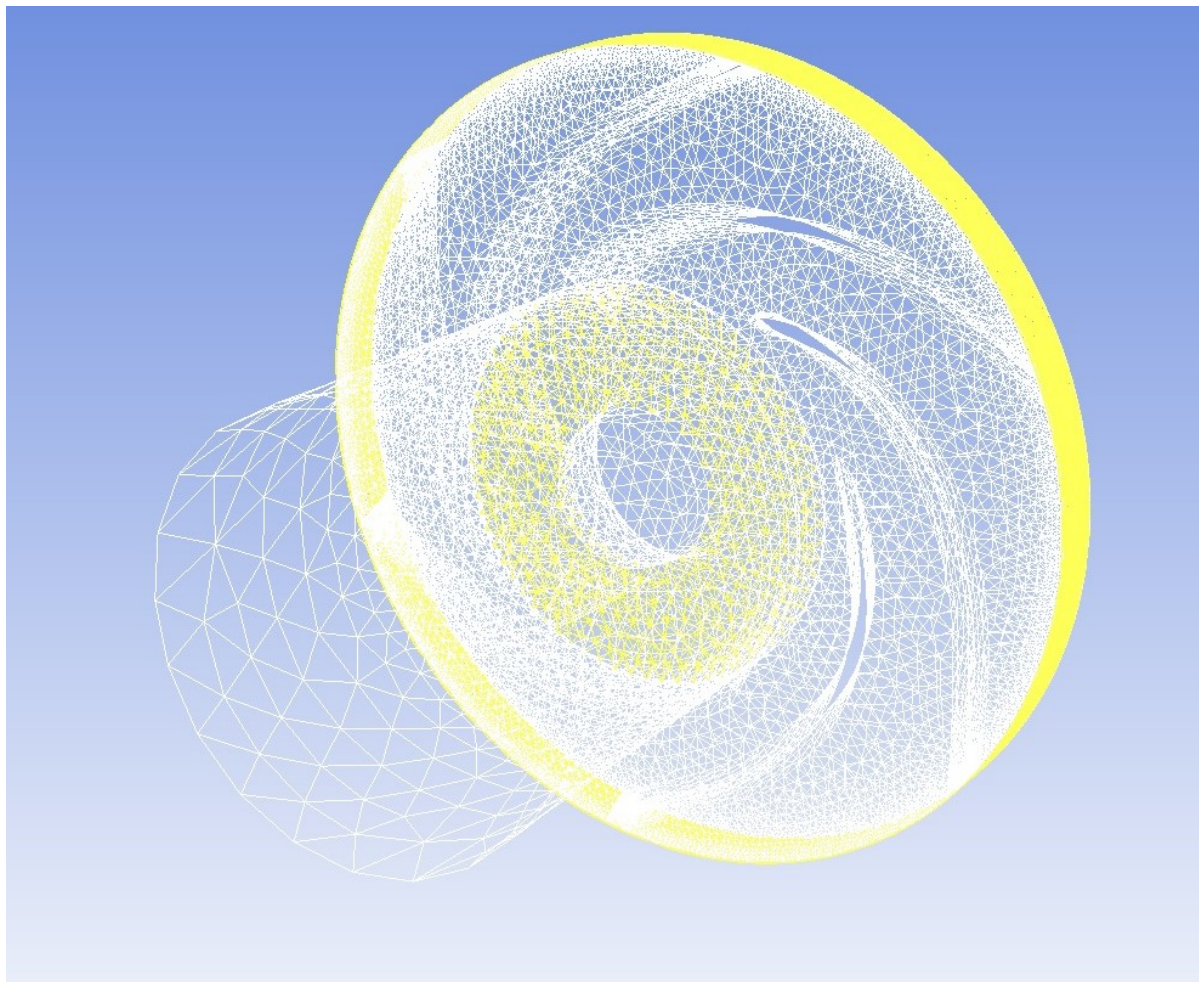
Na Obr. 7.2 jsou vyobrazeny sítě:

1. síť spirály s rozvaděčem
2. síť oběžného kola
3. síť hrdla



obr. 7.4 Vygenerovaná síť celé sestavy čerpadla

Části statoru a rotoru byly odděleny od sebe pomocí tzv. rozhraní (interface), na kterých dochází při numerickém řešení k přepočtu počítaných veličin mezi rotující a statickou částí čerpadla (v obr. 7.5 vyznačeny žlutě).



obr. 7.5 Zobrazení rozhraní ve výpočetní síti

7.5 Nastavení výpočetního programu Fluent

Pro výpočtovou simulaci jsem zvolil výpočetní program Fluent 14.5.0, ve kterém jsem definoval vstupní parametry, matematický model, okrajové podmínky, parametry výpočtu, realizoval danou simulaci, provedl výpočet a vyhodnotil výsledky.

7.5.1 Zadané fyzikální vlastnosti:

- Proudícím médiem je voda
- Teplota proudící vody je 20 °C
- Uvažuji konstantní fyzikální vlastnosti

7.5.2 Volba výpočetního modelu

Úloha byla definována jako trojrozměrná, stacionární, interakce statoru a rotoru byla zahrnuta pomocí přístupu Multiple Reference Frame. V oběžném čerpadle byl předpoklad turbulentního proudění a jako výpočetní model jsem zvolil na základě zkušeností pracoviště a literatury *k-omega (SST)* model turbulence.

SST k-omega je dvourovnicový model turbulence, který se používá pro mnoho hydrodynamických aplikací spojených s rotací. Jedná se o hybridní model kombinující *k-omega* a model *k-epsilon*. Model *k-omega* je aktivován u stěny a model *k-epsilon* ve volném proudu. Tím je zajištěno, že se vhodný model používá v celé oblasti průtoku. *K-omega* model je vhodný pro simulaci proudění na viskózní nosné vrstvě. Model *k-epsilon* je ideální pro předvídání chování proudění v oblastech vzdálené od stěny.

Transportní rovnice pro SST *k-omega* model [10]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \cdot (\rho \cdot k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \cdot k \cdot u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \widetilde{G}_k - Y_k + S_{k\omega} \quad (7.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \cdot (\rho \cdot \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \cdot \omega \cdot u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (7.2)$$

Kde \widetilde{G}_k – modifikovaná produkce *k* pro *k-omega* SST model,

G_ω – produkce ω ,

Γ_k, Γ_ω – difuzivita *k* a ω ,

Y_k, Y_ω – disipace *k* a ω důsledkem turbulence,

S_k, S_ω – zdrojové členy definované uživatelem,

D_ω – člen zahrnující vliv příčné difúze.

Turbulentní viskozita [10]:

$$\mu_t = \frac{\rho \cdot k}{\omega} \cdot \frac{1}{\max\left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{S \cdot F_2}{\alpha_1 \cdot \omega}\right]} \quad (7.3)$$

kde S – rychlost deformace,

F_2 – směšovací funkce.

7.5.3 Nastavení okrajových podmínek (Boundary Conditions):

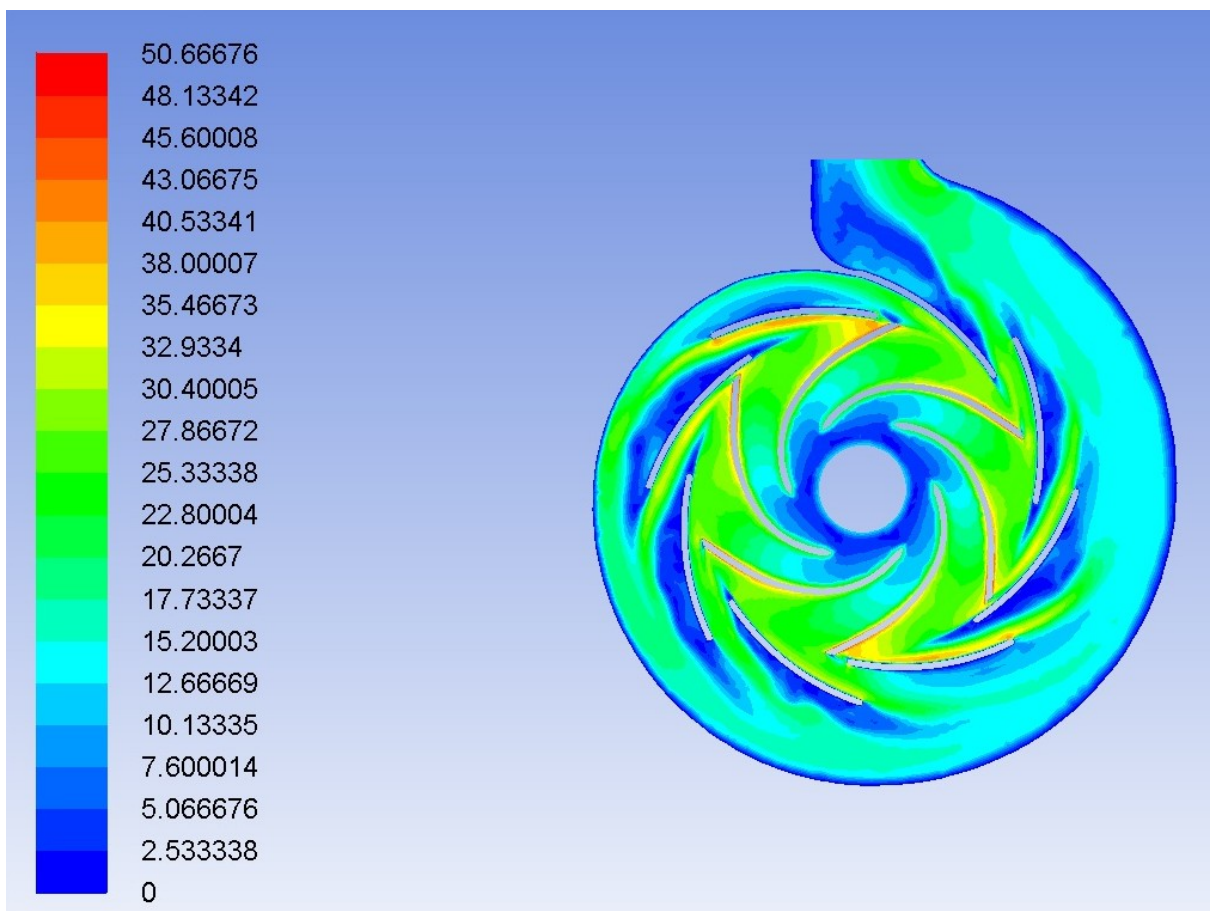
V nastavení „boundary conditions“ definujeme postupně jednotlivé okrajové podmínky na vstupu, výstupu z modelované oblasti a na stěnách.

- | | |
|--|-----------------|
| • výstup z oblasti - outlet | outflow |
| • vstup z oblasti - inlet | mass-flow-inlet |
| • stěny hrdla | wall |
| • stěny statoru | wall |
| • stěny rotoru | wall |
| • rozhraní na vstupu do oběžného kola | interface |
| • rozhraní na výstupu z oběžného kola | interface |
| • rozhraní na vstupu od spirály rozvaděčem | interface |

Nastavené vstupní hodnoty numerického výpočtu

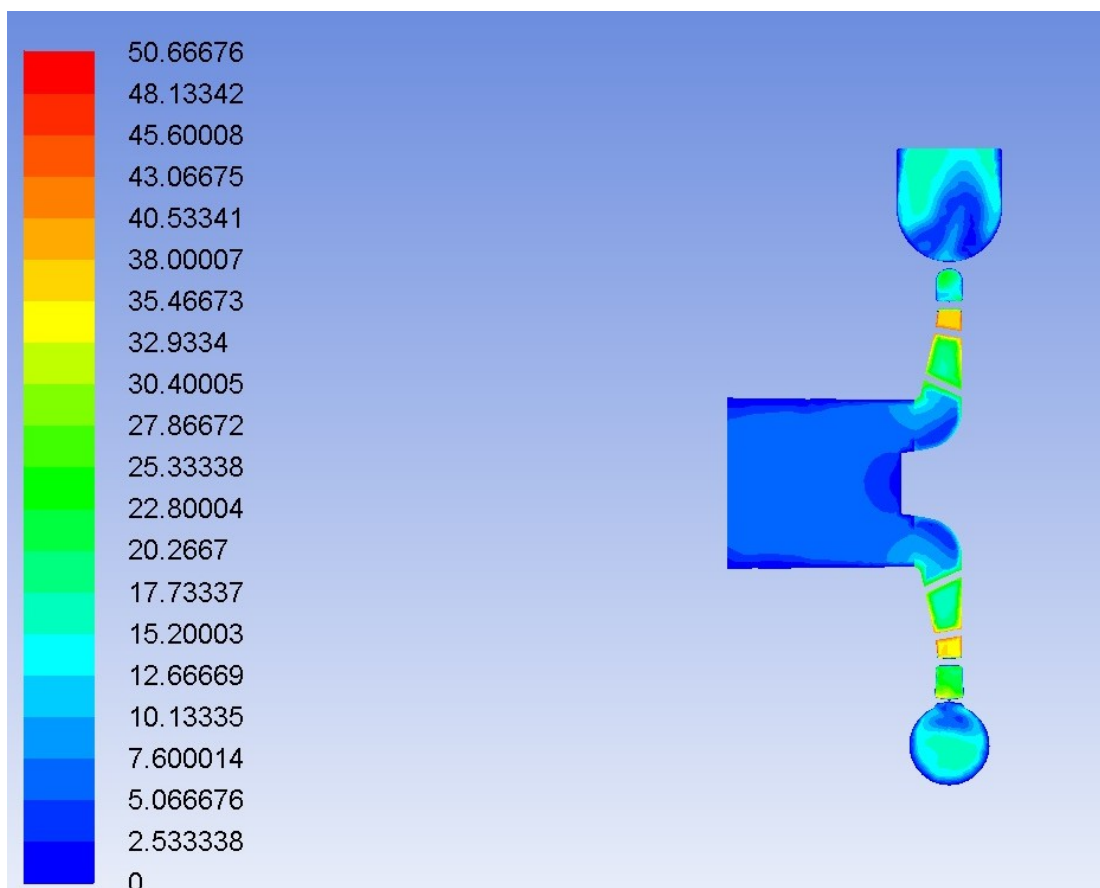
- Hmotnostní průtok „Mass Flow Rate“ byl nastaven na hodnotu 60 [kg.s⁻¹]
- parametr drsnosti stěn „Wall Roughness Height“ byla nastavena na hodnotu 0,5 [m]
- turbulentní viskozitní poměr „Turbulent Viscosity Ratio“ byl nastaven na hodnotu 10 [1]

7.5.4 Graficky výsledky vypočtené programem Fluent

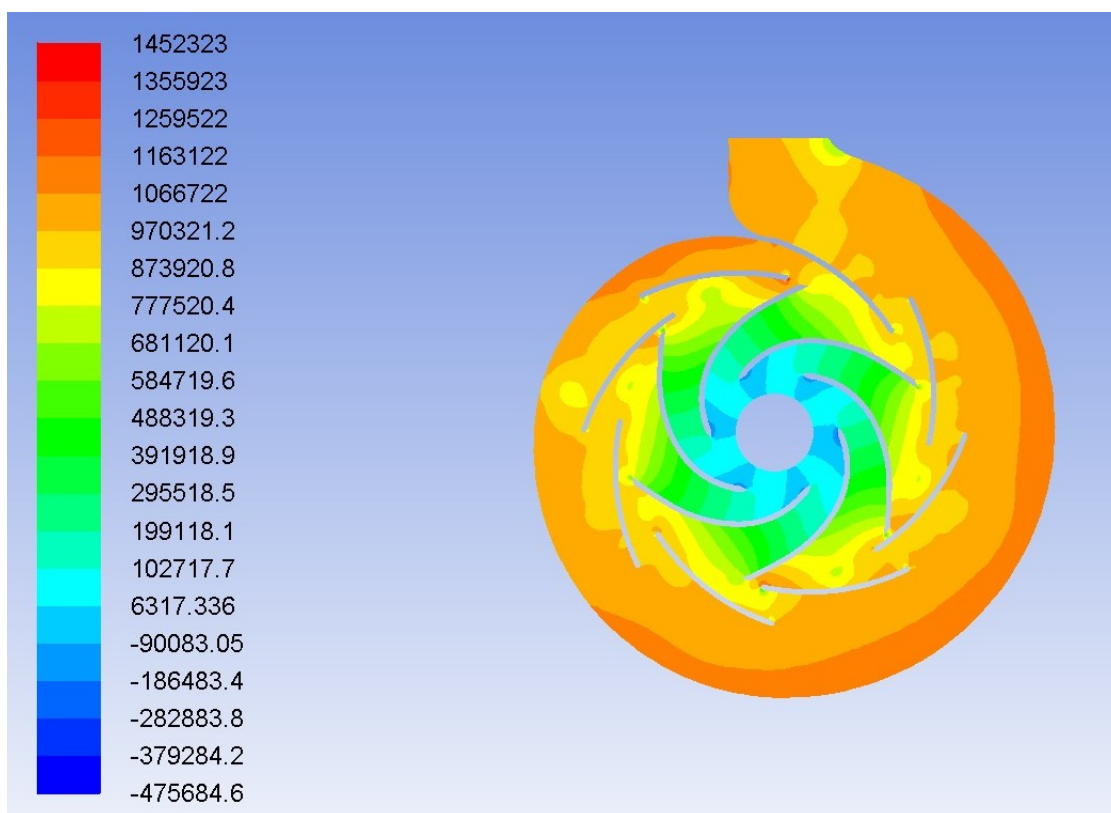


obr. 7.6 Průběh celkové rychlostí čerpané kapaliny v rovině XY pro $Q_V = 60 \text{ [dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$

Na obr. 7.6 je znázorněn průběh rychlostí v řezu tělesem čerpadla v rovině XY a v rovině YZ na obr. 7.7. Rychlost na vstupu je $v_{\text{vstupní}} = 6,099 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$, na stěnách spirály s rozvaděčem je rychlost nulová, zatímco v oběžném kole dosahuje maximálních rychlostí. Výstupní rychlost je $v_{\text{výstupní}} = 17,284 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$

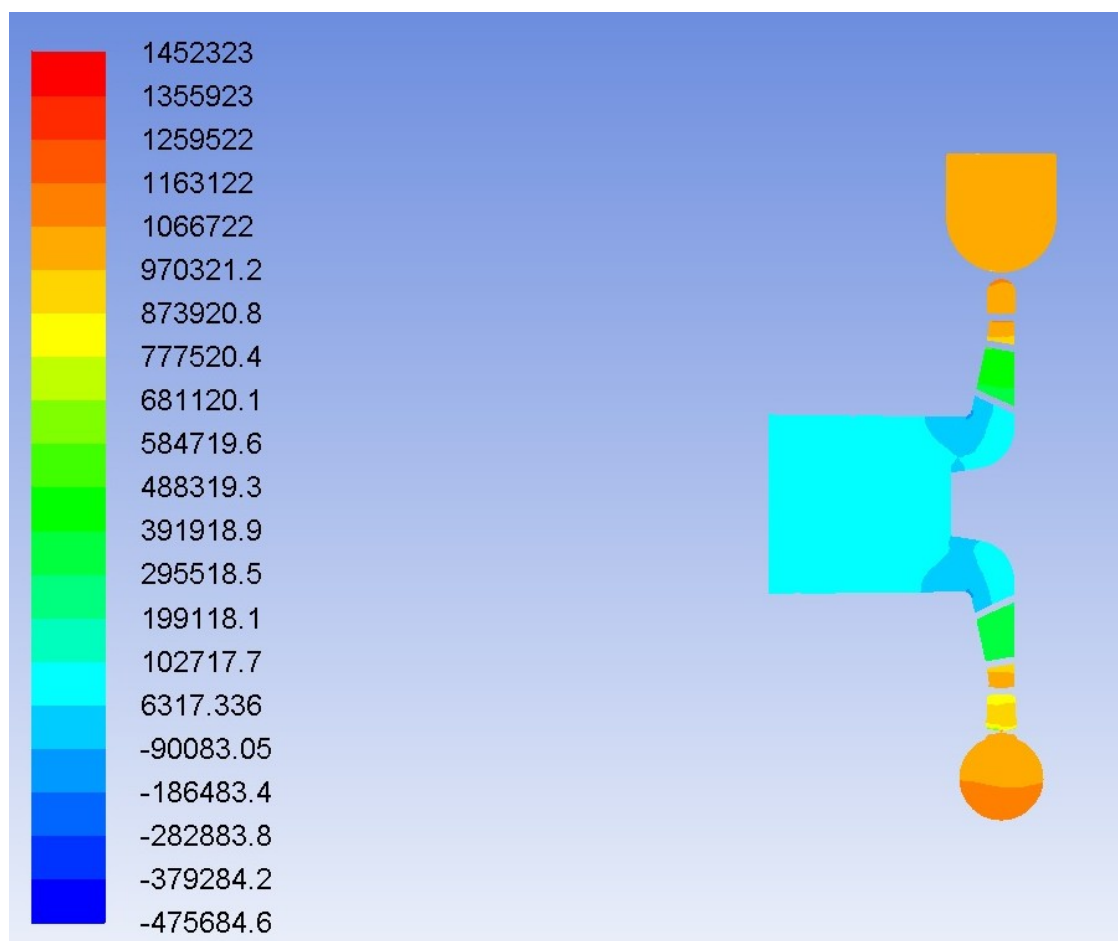


obr. 7.7 Průběh rychlostí čerpané kapaliny v rovině YZ pro $Q_V = 60 \text{ [dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$

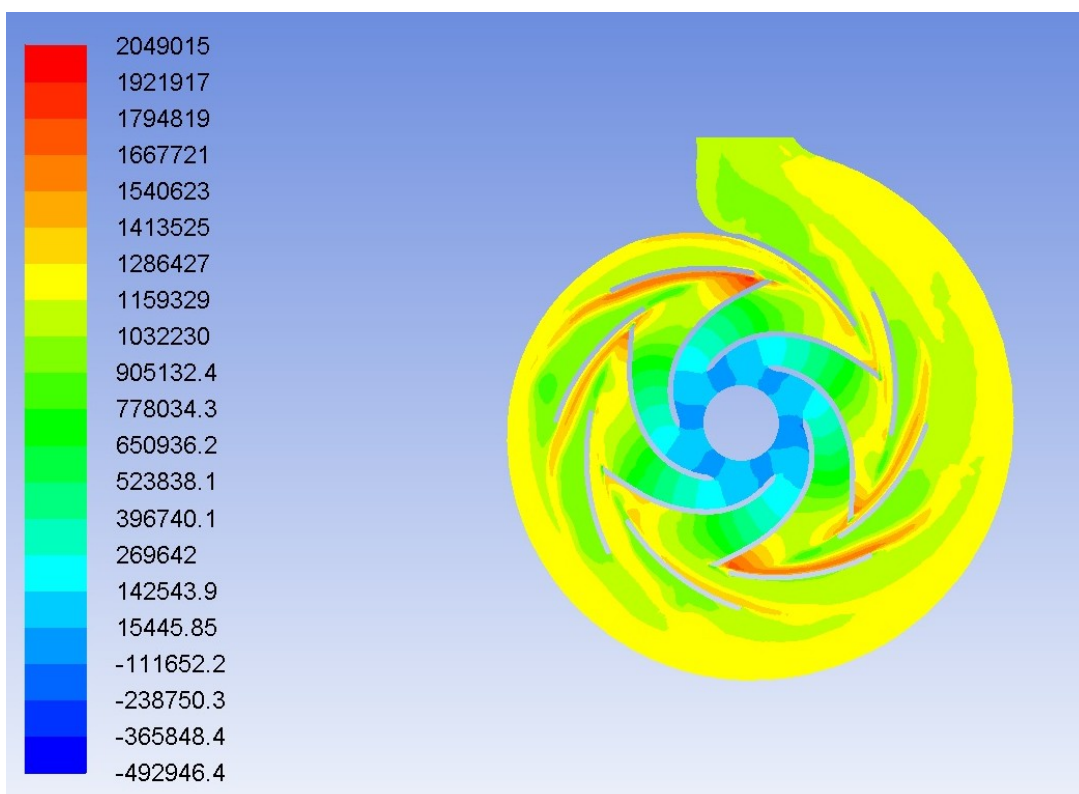


obr. 7.8 Průběh statického tlaku v rovině XY pro $Q_V = 60 \text{ [dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$

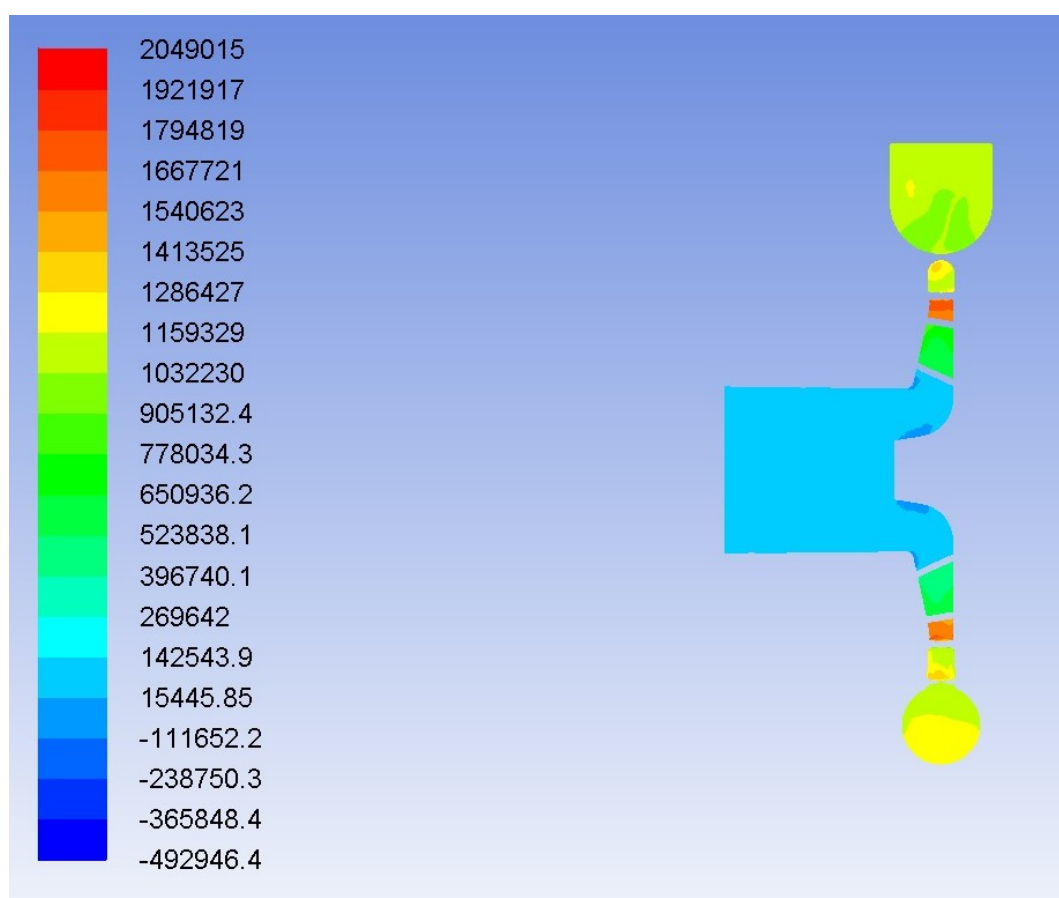
Na obr. 7.8 je znázorněn průběh statického tlaku v podélném řezu tělesem v rovině XY a na obr. 7.9 v rovině YZ . Na výstupu je statický tlak navýšen na hodnotu $p_{2abs} = 1055757$ [Pa]. Nejvyšší statický tlak se nachází ve spirále.



obr. 7.9 Průběh statického tlaku v rovině YZ pro $Q_v = 60$ [dm³.s⁻¹]



obr. 7.10 Průběh celkového tlaku v rovině XY pro $Q_V = 60 \text{ [dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$



obr. 7.11 Průběh celkového tlaku v rovině YZ pro $Q_V = 60 \text{ [dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$

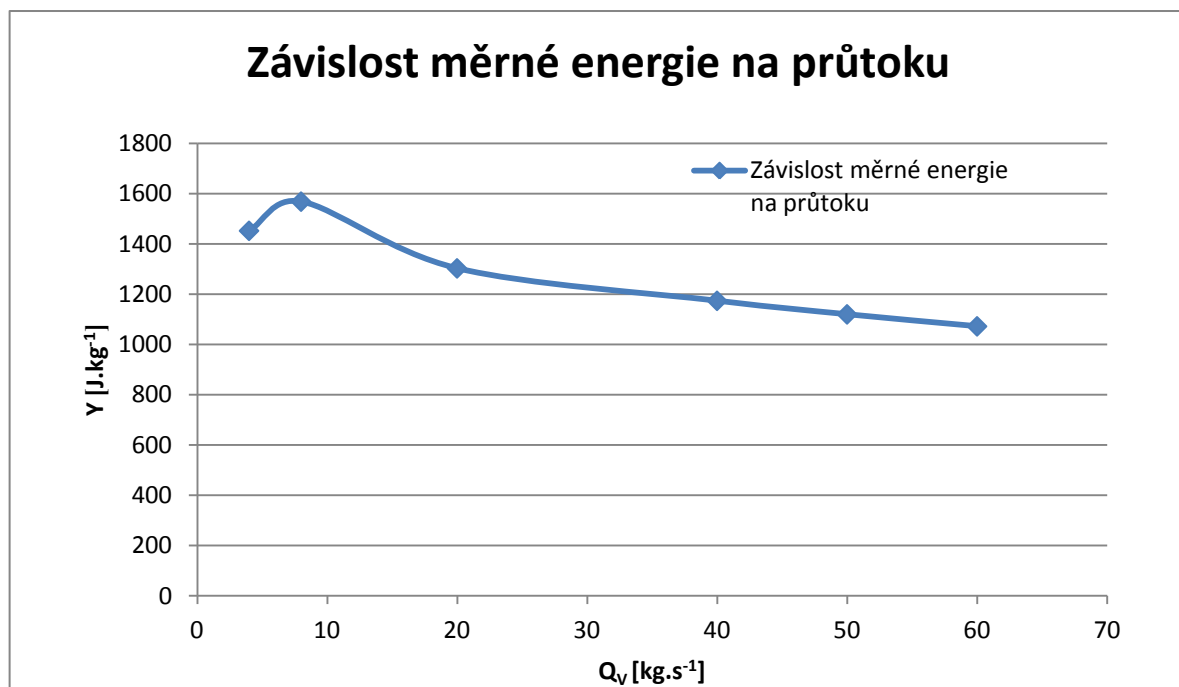
Tab. 6 Vypočtené hodnoty tlaků na vstupu a výstup

Q_V -vstup	Q_V -výstup	p_1 -abs	p_1 -stat	p_2 -abs	p_2 -stat	Δp	H
[kg.s ⁻¹]	kg.s ⁻¹]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[m]
4	4	106231	4905	1557963	1456639	1451734	145,1734
8	8	106358	5033	1670186	1568861	1563828	156,3828
20	20	105412	4087	1384594	1283269	1279182	127,9182
40	40	101961	636	1222385	1121060	1120424	112,0424
50	50	106872	5547	1128762	1027437	1021890	102,189
60	60	114156	12831	1055757	954432	941601	94,1601

Tab. 7 Vypočtené hodnoty rychlostí, momentů a měrné energie

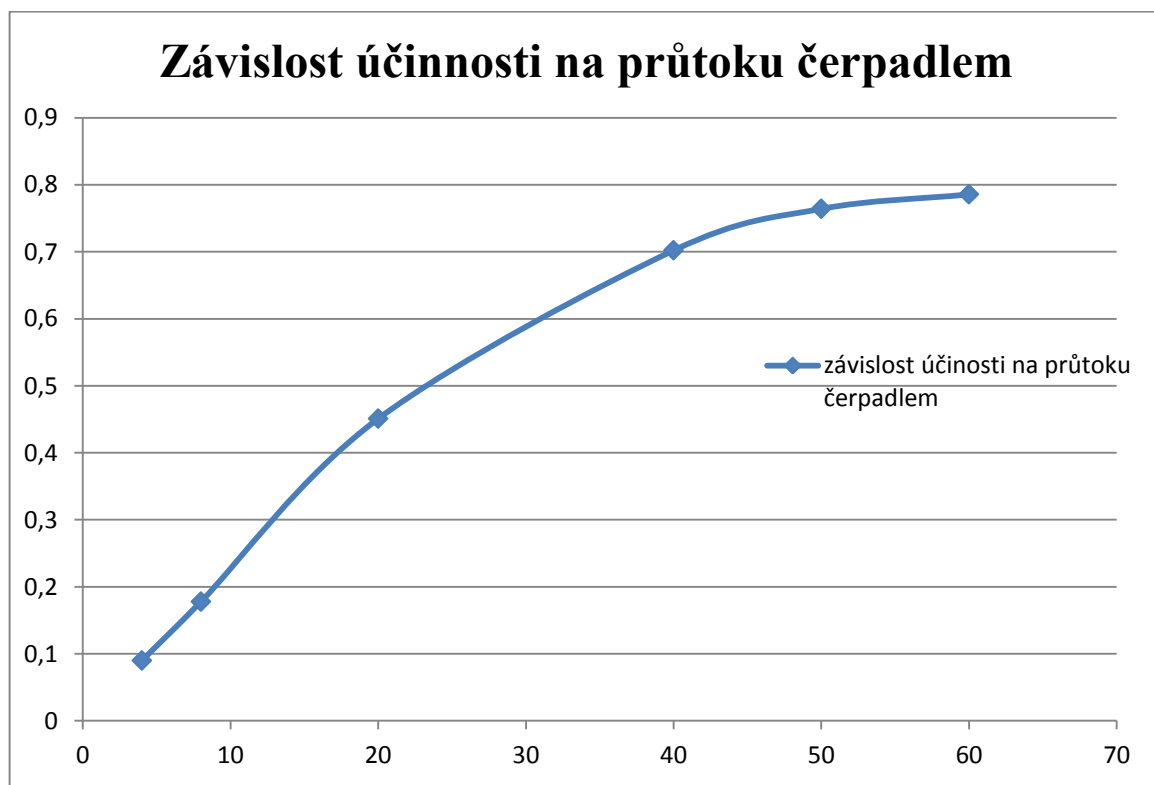
Q_V -vstup	Q_V -výstup	v-vstupní	v-výstupní	M_k	M-coefficient	Y	η
[kg.s ⁻¹]	[kg.s ⁻¹]	[m.s ⁻¹]	[m.s ⁻¹]	[N.m]	[N.m]	[J.kg ⁻¹]	[1]
4	4	0,406	1,295	154,142	251,66	1452,409	0,089984
8	8	0,813	3,204	168,431	274,989	1568,633	0,177869
20	20	2,033	7,198	137,944	225,215	1303,024	0,451015
40	40	4,066	11,112	159,625	260,613	1173,901	0,702264
50	50	5,082	14,901	174,938	285,6136	1119,998	0,764213
60	60	6,099	17,284	195,466	319,129	1072,367	0,785842

Dle grafu 7.2 účinnost čerpadla roste s rostoucím průtokem. Při požadovaném průtoku 60 kg.s⁻¹ je účinnost maximální, ale to je nereálné. Čerpadlo při těchto provozních parametrech se dostává do oblasti kavitace. Tato chyba je způsobena výpočtem ve Fluentu, kde nebyla zahrnuta kavitace čerpadla z důvodu náročnosti a složitosti výpočtu.



Graf 7.1 Závislost měrné energie na průtoku

Na grafu 7.1 je patrné, že s rostoucím průtokem čerpadla klesá měrná energie.



Graf 7.2 Průběh závislosti účinnosti čerpadla na průtoku

8. Závěr

Úvodní část teoretické práce jsem věnoval popisu funkce a hlavnímu konstrukčnímu rozdělení hydrodynamických čerpadel.

V hlavní teoretické části jsem se zabýval teorií o hydrodynamické podobnosti, jejím významem, užitím v praxi, rozdělením a návaznostmi jednotlivých druhů hydrodynamické podobnosti, což vedlo na odvození kritérii hydrodynamické podobnosti.

Pro odvození kritérii existují tři metody. Ve své práci uvádím všechny tři metody pro odvození jednotlivých kritérií, ale aplikaci rozměrové analýzy jsem se podrobněji věnoval. Její pomocí jsem odvodil všechna podstatná kritéria hydrodynamické podobnosti, což vedlo na nejdůležitější kritérium a to kritérium rychloběžnosti n_b [-].

Rychloběžnost zahrnuje nejvýznamnější kritéria hydrodynamické podobnosti pro čerpadla, a to Strouhalovo a Eulerovo kritérium. Rychloběžnost má zásadní význam pro klasifikaci čerpadel a také je nedílnou součástí návrhu, zkoušení, typizace hydrodynamických čerpadel.

Hlavní praktická část diplomové práce je věnována návrhu a výpočtu oběžného kola. Pro návrh hlavních rozměrů oběžného kola a tvaru lopatky byly použity parametry, které byly spojeny s problematikou požárního čerpadla, řešenou v té době na pracovišti, tj. Katedře hydromechaniky a hydraulických zařízení a to průtok čerpadlem $Q_v=0,06$ [dm³.s⁻¹], dopravní výška $H=35$ [m] a otáčky $n=4000$ [min⁻¹], při kterých čerpadlo neplnilo svoji funkci z důvodu kavitace a utržení vodního sloupce. Dle zadaných parametrů jsem provedl návrh a graficky znázornil Francisovo oběžné kolo se zborcenou lopatkou. Při srovnání oběžných kol je patrné, že navržené Francisovo oběžné kolo se značně liší od provozovaného požárního radiálního kola. Tento rozdíl je dán změnou požadovaných parametrů na požární čerpadlo. Požadované parametry na požární radiální čerpadlo jsou daleko za jeho původními optimálními hodnotami, ty po zjištění byly $Q_v=0,02$ [dm³.s⁻¹], dopravní výška $H=100$ [m] a otáčky $n=3000$ [min⁻¹]. Tato změna požadovaných parametrů je důsledkem užití čerpadla pro požární soutěžní úkony, kde je požadován skokový náběh čerpadla na požadované parametry a jeho krátký chod. Dle výsledků návrhu mají hasiči na výběr dvě možnosti, a to změnu oběžného kola nebo návrat k původním hodnotám reálného oběžného kola.

Dále byla provedena CFD analýza na požárním čerpadle. Po zhotovení výpočetní sítě a zadání okrajových podmínek jsem provedl šest numerických výpočtů simulující proudění v čerpadle. Vyšetřoval jsem tlakové, rychlostní a momentové poměry v čerpadle.

Z numerického výpočtu jsem zhotovil průběh účinnosti v závislosti na průtoku viz. Graf 7.2. Podle CFD analýzy je účinnost největší při největším průtoku $Q_v=0,06 \text{ [dm}^3\cdot\text{s}^{-1}\text{]}$, pak již klesala, ale to by platilo pouze pro ideální stav, protože v numerickém výpočtu není zavedena kavitace z důsledku složitosti a náročnosti výpočtu. Tudíž numerický výpočet je pouze orientační.

Tato práce dále nabízí další možnosti pokračování. Metodiku jednorozměrného návrhu je možné zpracovat ve formě výpočetního programu, v oblasti numerické analýzy by bylo vhodné pokračovat ve výpočtech se zavedením kavitačního modelu.

9. Seznam použité literatury

[1] Janalík, J.: *Hydrodynamika a hydrodynamické stroje*.

Skripty Vysoká škola báňská – Technická universita Ostrava, 2008. Stran 189.

[2] Drábková, S.: *Doprava kapalin*.

Skripty VŠB-TU Ostrava, 2010. Stran 89.

[3] Krouza, V.: *Čerpadla odstředivá a jim podobná*.

Praha 1956. Stran 363.

[4] Golha, M.: *Hydraulický návrh a numerické modelovanie prúdenia v hydrodynamickom čerpadle*. Diplomová práce. Slovenská technická univerzita v Bratislave, 2005. Stran 152.

[5] MELICHAR, J., BLÁHA, J.: *Problematika soudobé čerpací techniky*.

Vyd. 1. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2007. 265 s. ISBN 978-80-01-03719-5 (brož.)

[6] BLÁHA, J., BRADA, K.: *Příručka čerpací techniky*.

Praha: ČVUT, 1997. 289 s. ISBN 80-01-01626-9.

[7] BLÁHA, J.; BRADA, K.: *Hydraulické stroje*.

1st edition Praha: SNTL, 1992. 747 s. ISBN 80-03-00665-1.

[8] BLEJCHAŘ, T., DRÁBKOVÁ, S.: *Čerpací technika a potrubí, návody do cvičení*.

VŠB-TUO, Ostrava, 2010. 76 s. ISBN 978-80-248-2205-1

[9] PACIGA, A. a kol.: *Čerpacia technika*.

Bratislava: ALFA, 1984. 223 s.

[10] KOZUBKOVÁ, M.: *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX*.

VŠB-TU Ostrava, 2008. [online]. Datum poslední revize 12. 12. 2008.

Dostupné z <<http://www.338.vsb.cz/PDF/Kozubkova-Fluent.pdf>>

[11] BRENNEN, C. E.: *Hydrodynamicsof Pumps*.

Cambridge, 1994. 287 p. ISBN 978-1-107-00237-1 [online] Datum poslední revize 16. 6. 2004.

Dostupné z <<http://caltechbook.library.caltech.edu/22/3/pumbook.pdf>>.

[12] BOLDIŠ, P.: *Bibliografické citace podle dokumentů ČSN ISO 690 a ČSN ISO 690-2, část 2 – Modely a příklady citací u jednotlivých typů dokumentů*.

[online]. Datum poslední revize 11. 11. 2004.

Dostupné z <<http://www.boldis.cz/citace/citace2.pdf>>

[13] *Abeceda malých vodních pohonů* [online] 5.12 2014, dostupné z:

Dostupné z <<http://mve.energetika.cz/>>

Seznam obrázků

obr. 2.1 Řez hydrodynamickým čerpadlem kde je znázorněn prostor s měkkou ucpávkou [1].....	- 18 -
obr. 2.2 Řez hydrodynamického čerpadla a popis jednotlivých základních součástí čerpadla [1] ..	- 19 -
obr. 2.3 Hydrodynamická čerpadla [1].....	- 19 -
obr. 2.4 Radiální hydrodynamické čerpadlo [2].....	- 20 -
obr. 2.5 Diagonální hydrodynamické čerpadlo[2].....	- 21 -
obr. 2.2.6 Axiální hydrodynamické čerpadlo [2]	- 22 -
obr. 3.1 Kinematické poměry v oběžném kole [4]	- 25 -
obr. 5.5.1 Závislost specifických otáček na tvaru oběžného kola čerpadla [2]	- 39 -
obr. 5.2 Kavitační oblast různých typů hydrodynamických čerpadel ve vztahu k Thomovu kavitačnímu součiniteli [7].....	- 40 -
obr. 6.1 Oblast optimálního použití HS a HD čerpadel vzhledem k n_q [2].....	- 43 -
obr. 6.2 Základní rozměry meridiálního řezu oběžného kola [4].....	- 44 -
obr. 6.3 Součinitel radiální síly spirálních jednostupňových odstředivých čerpadel [1].....	- 53 -
obr. 6.4 Schéma zborcené lopatky	- 56 -
obr. 6.5 Schéma návrhu zborcené oběžné lopatky konformním způsobem	- 57 -
obr. 7.1 Sestava hydrodynamického čerpadla	- 60 -
Obr. 7.2 Příčný řez hydrodynamického čerpadla	- 61 -
obr. 7.3 Vygenerovaná síť oběžného kola, spirály s rozvaděčem a hrdla	- 62 -
obr. 7.4 Vygenerovaná síť celé sestavy čerpadla	- 62 -
obr. 7.5 Zobrazení rozhraní ve výpočetní síti.....	- 63 -
obr. 7.6 Průběh celkové rychlostí čerpané kapaliny v rovině XY pro $Q_v = 60 \text{ [dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	- 66 -
obr. 7.7 Průběh rychlostí čerpané kapaliny v rovině YZ pro $Q_v = 60 \text{ [dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	- 67 -
obr. 7.8 Průběh statického tlaku v rovině XY pro $Q_v = 60 \text{ [dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	- 67 -
obr. 7.9 Průběh statického tlaku v rovině YZ pro $Q_v = 60 \text{ [dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	- 68 -
obr. 7.10 Průběh celkového tlaku v rovině XY pro $Q_v = 60 \text{ [dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	- 69 -
obr. 7.11 Průběh celkového tlaku v rovině YZ pro $Q_v = 60 \text{ [dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	- 69 -

Seznam grafů

Graf 6.1 Průběh radiální síly v oběžném jednostupňovém čerpadle se spirálou	- 54 -
Graf 7.1 Závislost měrné energie na průtoku.....	- 71 -
Graf 7.2 Průběh závislosti účinnosti čerpadla na průtoku	- 71 -

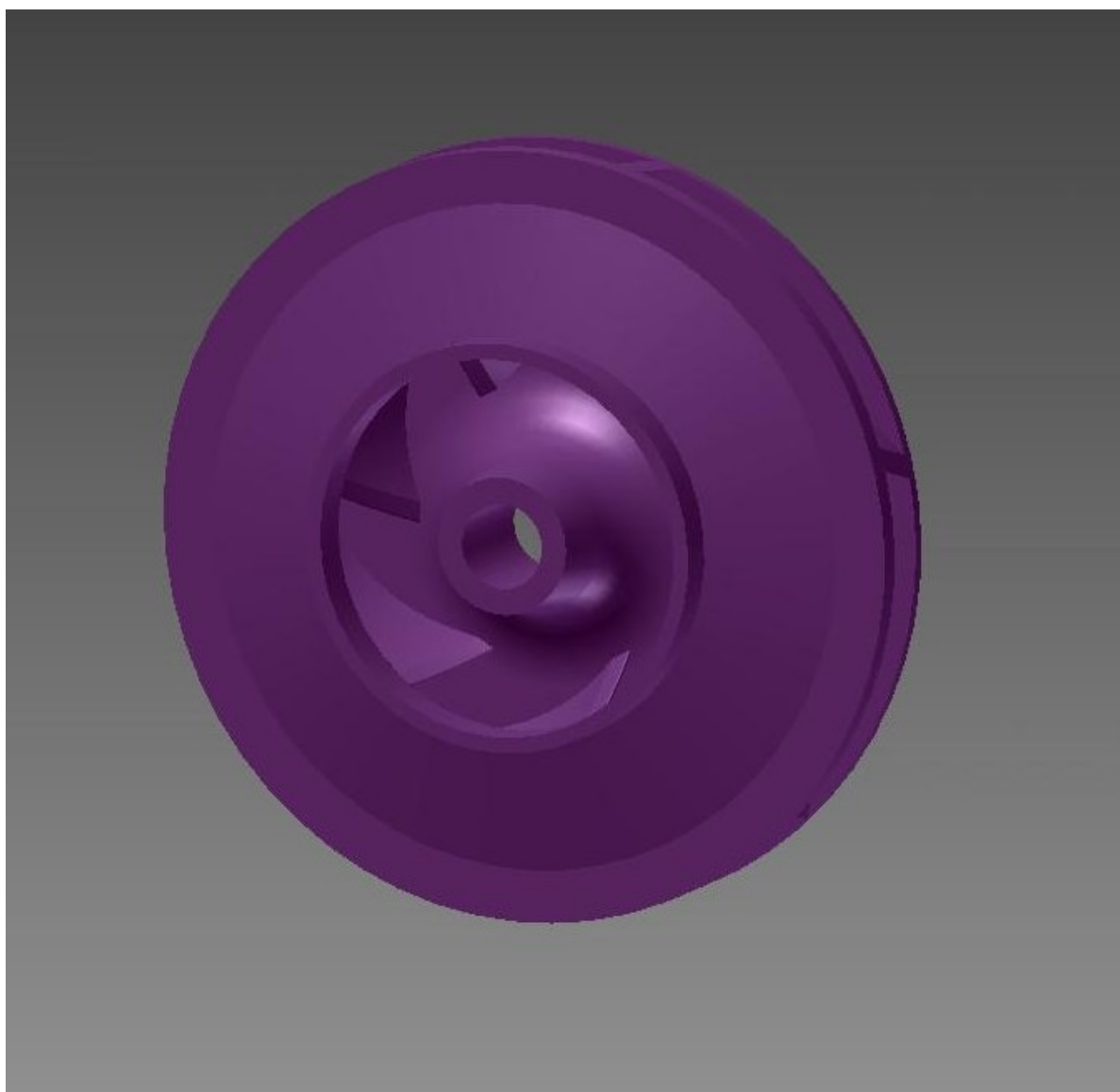
Seznam tabulek

Tab. 1 Objemová účinnost odstředivých čerpadel [7].....	- 39 -
Tab. 2 Vnitřní mechanická účinnost odstředivých čerpadel [7].....	- 40 -
Tab. 3 Výpočet radiální síly v čerpadle.....	- 53 -
Tab. 4 Konstrukční rozměry meridiálního řezu	- 55 -
Tab. 5 Srovnání hlavních rozměrů oběžných kol.....	- 58 -
Tab. 6 Vypočtené hodnoty tlaků na vstupu a výstup	- 70 -
Tab. 7 Vypočtené hodnoty rychlostí, momentů a měrné energie.....	- 70 -

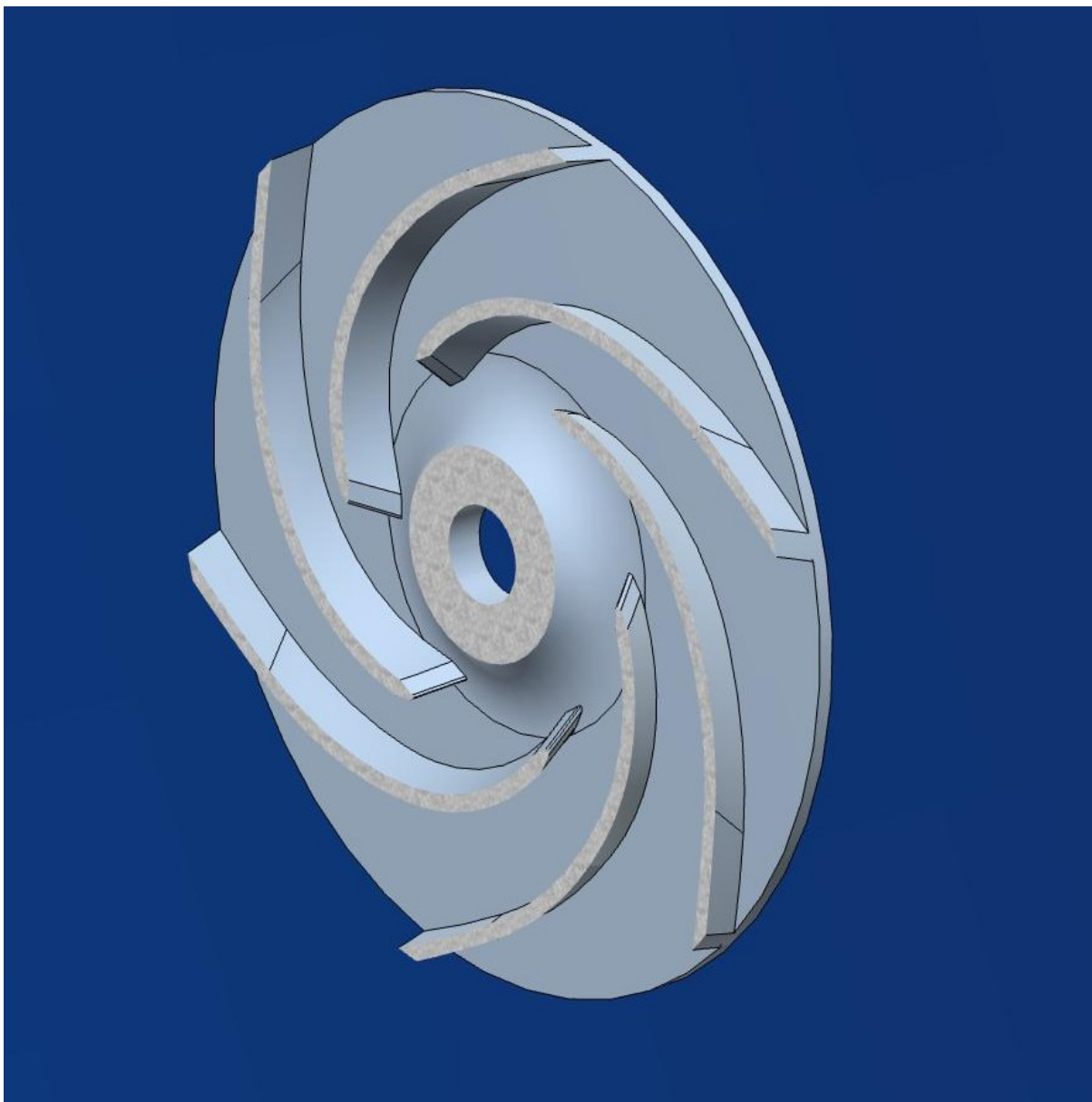
10. Seznam příloh

Příloha 1: Oběžné kolo hasičského radiálního čerpadla.....	- 78 -
Příloha 2: Řez oběžné kola hasičského radiálního čerpadla.....	- 79 -
Příloha 3: Hrdlo hasičského radiálního čerpadla.....	- 80 -
Příloha 4: Spirála s rozvaděčem hasičského radiálního čerpadla.....	- 81 -
Příloha 5: Výkres meridiálního řezu.....	- 82 -

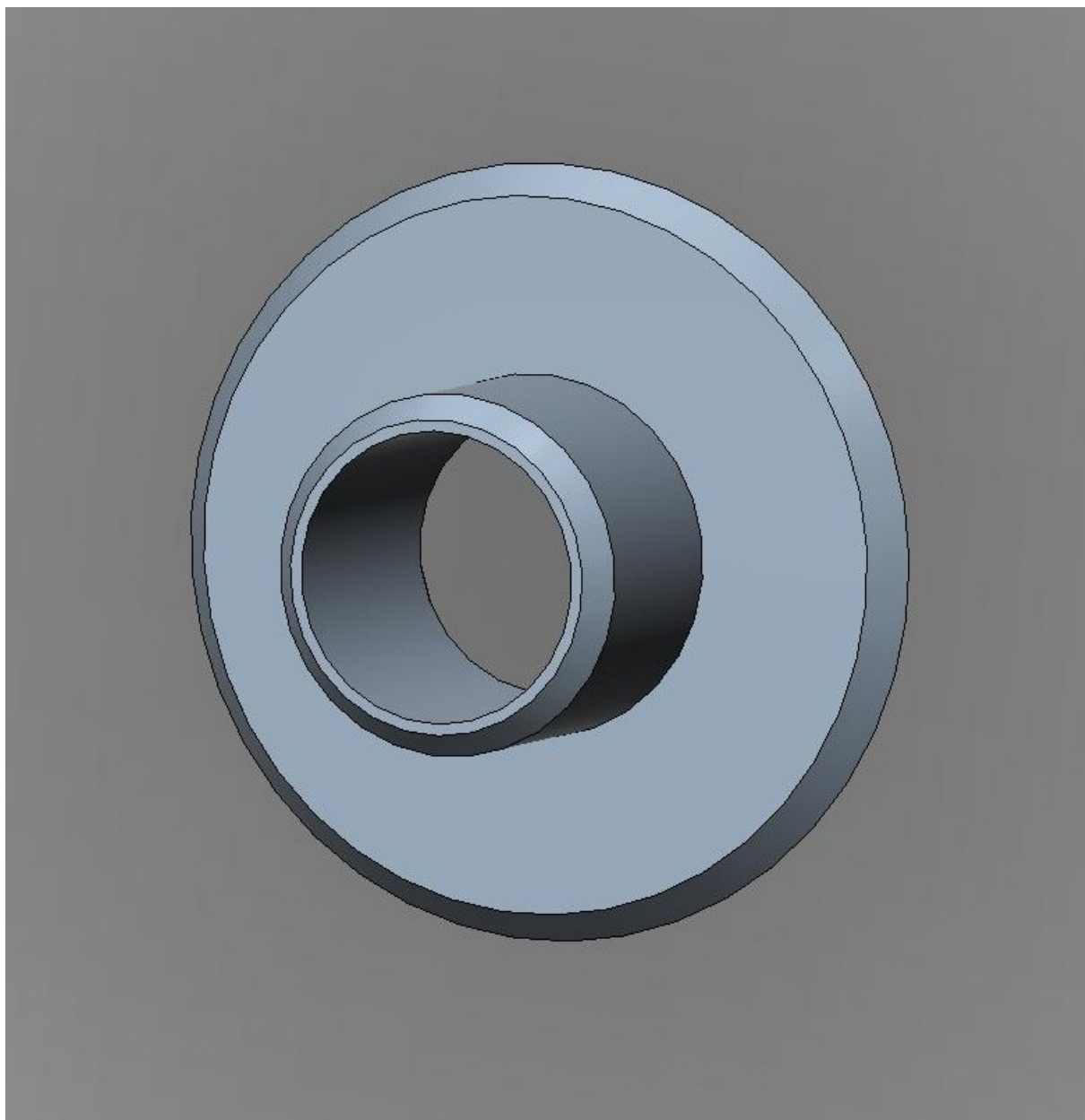
Přílohy



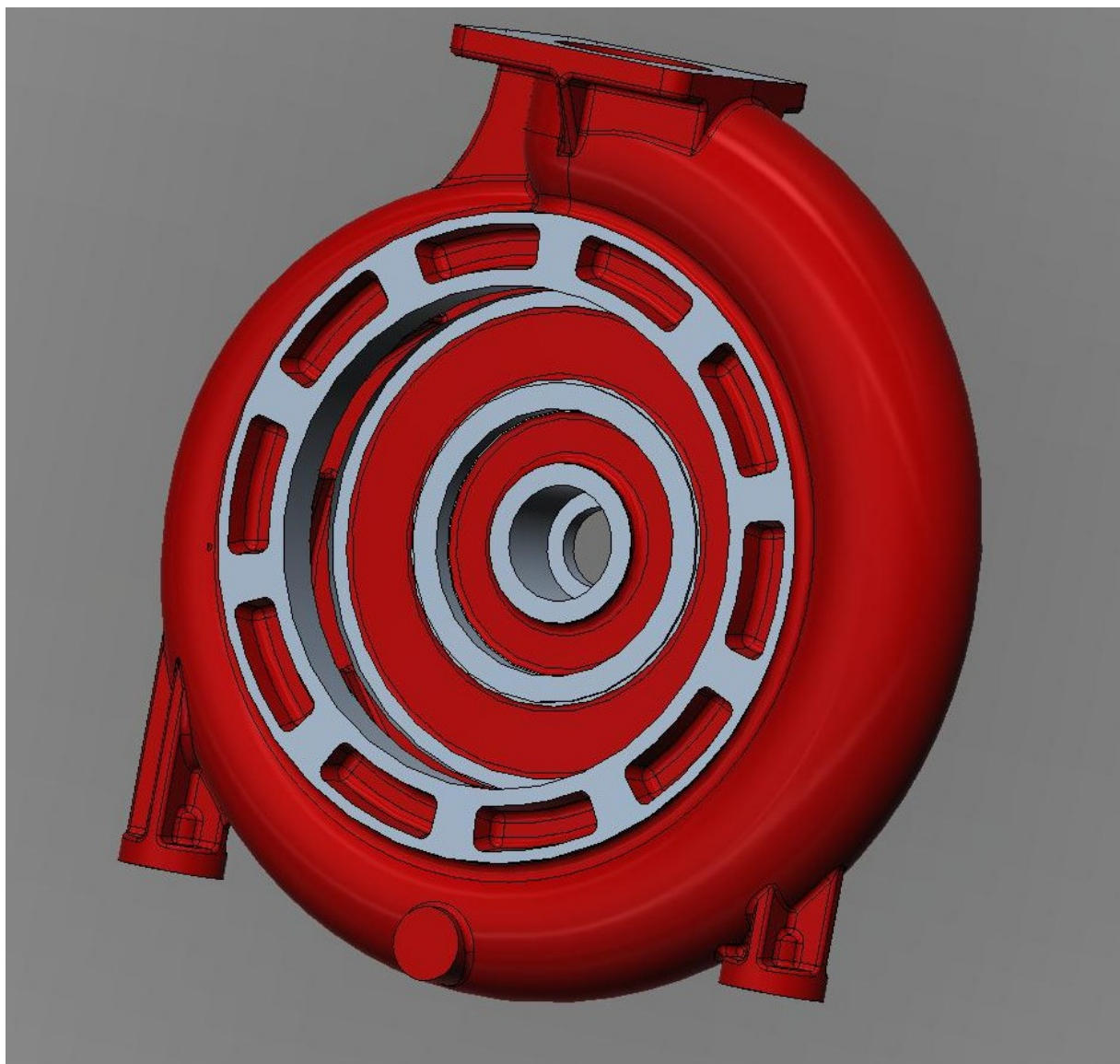
P. 1 Oběžné kolo požárního radiálního čerpadla



P. 2 Řez oběžné kola požárního radiálního čerpadla



P. 3 Hrdlo požárního radiálního čerpadla



P. 4 Spirála s rozvaděčem požárního radiálního čerpadla